

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Výpočetní simulační model spalovacího motoru historického
závodního automobilu a jeho experimentální ověření.

Computational simulation model of internal combustion engine of the
historic racing car and its experimental verification.

Student:

Bc. Pavel Šperlich

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Michal Richtář

Konzultant:

Ing. Pavel Dresler

OSTRAVA 2013

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Pavel Šperlich**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2301T003 Dopravní technika a technologie

Specializace: 20 Silniční doprava

Téma: Výpočetní simulační model spalovacího motoru historického závodního automobilu a jeho experimentální ověření
Computational Simulation Model of Internal Combustion Engine of the Historic Racing Car and its Experimental Verification

Zásady pro vypracování:

1. Úvod
2. Teoretický rozbor problému
3. Popis modelovaného motoru
4. Tvorba výpočetního modelu
5. Experimentální měření a odladění modelu
6. Návrh úprav spalovacího motoru
7. Zhodnocení a doporučení
8. Závěr

Seznam doporučené odborné literatury:

- Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy I, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-05-00392-7
- Matějka, R.: Vozidla silniční dopravy II, Bratislava: ALFA Bratislava, 1990, ISBN 80-7100-074-4
- Vlk, F.: Motorová vozidla I, Brno: VUT Brno, 1989, ISBN 80-214-0038-2
- Kovanda, J., Resl, I., Socha, J.: Konstrukce automobilů. Praha: ČVUT Praha, 1997. 120 pp., ISBN 80-01-01624-2
- Apetaur, M., Stejskal, V.: Motorová vozidla VI. Praha: ČVUT Praha, 1991.
- Šalamoun, C.: Motorová vozidla IV. Praha: ČVUT Praha, 1991

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Michal Richtář**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013



A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Aleš Slíva".

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry

A handwritten signature in blue ink, appearing to read "Ivo Hlavatý".

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Poděkování:

Na tomto místě bych chtěl poděkovat vedoucímu práce Ing. Michalu Richtáři za vstřícný přístup při řešení diplomové práce. Velký dík patří konzultantovi Ing. Pavlu Dreslerovi za velmi cenné a odborné rady, obětavý a vstřícný přístup, poskytnutí množství potřebných materiálů a ochotu konzultovat. Dále děkuji Michalu Nedbalovi za přátelský přístup, poskytnutí automobilu, vstřícnost a ochotu aktivně spolupracovat. Na závěr bych rád poděkoval Ing. Jakubu Šmirusovi, Pavlu Slezákovi, firmě Lukáš Hampl a rodině za podporu při studiu.

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 20. 5. 2013

A handwritten signature in blue ink, appearing to read 'Paul Slezák', is written over a light blue rectangular background. Below the signature is a horizontal dashed line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20. 5. 2013



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Pavel Šperlich

Adresa trvalého pobytu autora práce: Smetanova 4, Mohelnice 789 85

Anotace diplomové práce

Název práce:	Výpočetní simulační model spalovacího motoru historického závodního automobilu a jeho experimentální ověření.
Autor:	Bc. Pavel Šperlich
Katedra:	342 – Institut dopravy
Vedoucí diplomové práce:	Ing. Michal Richtář, Institut dopravy Strojní fakulty VŠB – Technické univerzity v Ostravě

Diplomová práce se zabývá tvorbou 1-D simulačního modelu motoru historického závodního automobilu a jeho experimentálního ověření. V první části práce je teoretický rozbor funkce spalovacích motorů, popis motoru, který bude předlohou pro tvorbu simulačního modelu a souhrn úprav, které byly provedeny na sériovém motoru. Další část práce je zaměřena na samotnou tvorbu modelu motoru, definici jednotlivých částí a jejich nastavení. Závěrem práce je vyhodnocení simulačních výsledků, jejich porovnání s výsledky experimentálního měření provedeném na skutečném vozidle a návrh úprav na spalovacím motoru.

Klíčová slova:

Škoda 100, model motoru, simulace motoru, výpočetní model, Ricardo Wave, experimentální měření, měření výkonu, válcová zkušebna, úpravy motoru

Annotation of thesis

Title: Computational simulation model of internal combustion engine of the historic racing car and its experimental verification.

Author: Bc. Pavel Šperlich

Department: 342 – Institute of transport

Supervisor: Ing. Michal Richtář, Institute of transport, Faculty of Mechanical Engineering VŠB - Technical University of Ostrava

This thesis deals with the creation of 1-D simulation model of the historic racing car and its experimental verification. The first part is a theoretical analysis of the internal combustion engines function, description of the engine, which will be a model for the creation of a simulation model and a summary of the adjustments that were made to the serial engine. Another part is focused on creating simulation model of the engine, the definition of individual components and their settings. The final part is the evaluation of simulation results, comparing them with the results of experimental measurements carried out on the actual vehicle and propose modifications to the internal combustion engine.

Keywords:

Skoda 100, engine model, engine simulation, computational model, Ricardo Wave, experimental measurement, performance measurement, engine modifications

Obsah

Seznam symbolů a zkratk	10
1 Úvod	11
2 Teoretický rozbor problému	12
2.1 Dělení motorů	12
2.1.1 Princip funkce spalovacího motoru a jeho charakteristiky	12
2.1.2 Rozdělení dle druhu paliva	13
2.1.3 Způsob tvoření směsi paliva se vzduchem	13
2.1.4 Dle způsobu výměny náplně válců	14
2.1.5 Dle způsobu zapalování směsi	14
2.1.6 Dle konstrukčního provedení	15
2.2 Obecný princip funkce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru	16
2.2.1 Základní charakteristiky zážehových motorů	19
2.2.2 Otáčkové charakteristiky	19
2.3 Tepelná a mechanická účinnost motoru	21
2.3.1 Tepelná účinnost motoru	21
2.3.2 Mechanická účinnost motoru	23
2.4 Třecí a hydraulické ztráty	24
2.4.1 Třecí ztráty	24
2.4.2 Hydraulické ztráty	25
2.5 Rozbor výkonu motoru	25
2.6 Tvar spalovacího prostoru	29
2.7 Plnicí účinnost	30
2.7.1 Obecný princip funkce karburátoru	32
3.1 Popis modelovaného motoru	34
3.1.1 Povolené úpravy pro vozidla Škoda	35
3.1.2 Parametry motoru automobilu Škoda 100	36
4 Tvorba výpočetního modelu spalovacího motoru	37

4.1.1 Základní parametry modelu.....	39
4.1.2 Prvky modelu.....	41
4.2.1 Termodynamický model hoření.....	42
4.2.2 Průběhy Wiebeho funkce:	43
4.2.3 Doba hoření	45
4.2.4 Časování zážehu	45
4.3 Tvorba modelu motoru Škoda 100	45
4.3.1 Tvorba a definice válce	46
4.3.2 parametry válcové jednotky	47
4.3.3 Získání geometrických parametrů sání a výfuku.....	47
4.3.4 Rekapitulace vstupních údajů	51
4.3.5 Tvorba karburátoru	55
4.3.6 Tvorba a definice výfukového traktu.....	58
4.3.7 Ricardo Wave experiment.....	59
4.4 Simulace a její výsledky.....	62
5 Experimentální měření a odladění modelu	64
5.1 Válcová zkušebna MAHA LPS 2000	66
5.2 Výsledky experimentálního měření	69
5.3 Odladění modelu.....	69
6 Návrh úprav spalovacího motoru:	73
6.1 Změna geometrie výfuku.....	73
6.2 Osmi-kanálová hlava.....	75
7 Zhodnocení a doporučení.....	77
8 Závěr	78

Seznam symbolů a zkratk

LPG (Liquefied Petroleum Gas) – druh paliva, zkapalněný ropný plyn

CNG (Compressed natural gas) – druh paliva, stlačený zemní plyn

OHV (Over Head Valve) – ventilový rozvod s ventily v hlavě válce

OHC (Over Head Camshaft) – ventilový rozvod s vačkovým hřídelem v hlavě válce

DOHC (Double OHC) - ventilový rozvod s dvěma vačkovými hřídelemi v hlavě válce

SV (SideValve) – ventilový rozvod s ventilem na boku válce

CFD (Computational fluid dynamics) - výpočetní metoda proudění kapalin a plynů

HÚ (Horní úvrat') – horní úvrat' pístu spalovacího motoru

DÚ (Dolní úvrat') – dolní úvrat' pístu spalovacího motoru

1 Úvod

Náplní diplomové práce je tvorba simulačního modelu spalovacího motoru závodního historického automobilu a jeho experimentální ověření. Spalovací motor s vnitřním spalováním prošel dlouhým vývojem, který neustále pokračuje. S tím souvisí i metody návrhu, které jsou v dnešní době používány. Není již možné použití analytických výpočtů, jejichž složitost a zdoluhavost by nebyla pro progresivní vývoj spalovacích motorů vůbec možná. Trendem ve vývoji SM je využívání výpočetních a simulačních softwarů, které jsou ve srovnání s analytickým výpočtem velmi efektivní a přesné. Za dobu vývoje spalovacích motorů vzniklo velké množství rozličných konstrukcí. Některá konstrukční řešení byla zapomenuta, jiná se stále vyvíjejí.

Krátký přehled historie vývoje motorů:

- | | |
|----------------------------|--|
| 1860 – Étienne Lenoir - | Ležatý dvojčinný pístový spalovací motor s vnitřním spalováním. Jako palivo sloužil svítiplyn. |
| 1867 - Nicolaus Otto - | Na výstavě v Paříži představuje atmosférický plynový motor poháněný svítiplynem. V roce 1876 pak představuje čtyřtákní atmosférický motor, který položil základy pro vývoj motorů, jak je známe dnes. |
| 1883 – Gottlieb Daimler - | Zkonstruoval první čtyřdobý motor, ve kterém použil jako palivo benzín. Jeho motor byl na tehdejší dobu rychloběžný. Dosahoval cca 900 ot/min. |
| 1883 - Rudolf Diesel - | Představil první jednoválcový prototyp vznětového motoru. Účinnost tohoto motoru byla kolem 26 %. |
| 1926 - Dr. Robert Goddard- | Zkonstruoval a úspěšně otestoval první raketový motor využívající kapalné palivo. |
| 1930 - Frank Whittle - | První patentovaný proudový motor, který se dostal do procesu testování až v roce 1941. |
| 1956 - Felix Wankel - | První motor s rotačním pohybem pístu. Hlavní výhodou je absence klikového mechanismu. Poslední výrobce Wankelova motoru (Mazda) musel přerušit jeho výrobu v roce 2012 kvůli neschopnosti plnit emisní limity. |

Nejrozšířenějšími spalovacími motory používanými v automobilech jsou motory se zdvihovými písty a normálním klikovým mechanismem. Snahou dnešních konstruktérů je navrhovat spalovací motory podle trendu, který se nazývá „downsizing“. Downsizing bychom

mohli přeložit jako zmenšování. V praxi to znamená zmenšování zdvihového objemu při zachování výkonu motoru, čehož je dosaženo přeplňováním a přímým vstřikováním paliva. S tím také souvisí vyšší efektivita motoru, lepší plnění emisních limitů a menší spotřebu paliva.

2 Teoretický rozbor problému

2.1 Dělení motorů

Motory s vnitřním spalováním jsou tepelné motory, které převádí chemickou energii obsaženou v palivu na mechanickou energii, obvykle odebíranou na výstupní hřídeli motoru. Uvolněná tepelná energie způsobuje nárůst teploty a tlaku plynů uvnitř spalovacího prostoru. Vysoký tlak vyvolaný expandujícími plyny pak působí na mechanické části motoru. Tato expanze plynů je převedena pomocí mechanických vazeb na výstup motoru. U proudových motorů a spalovacích turbín koná práci přímo proudící plyn, taktéž je tomu u motorů raketových.

Podle média, které je použito na přenos tepelné energie, můžeme motory dělit následovně.

- Motory s vnějším spalováním – využívají chemickou energii, která je získaná hořením paliva, pro ohřev pracovní látky, která následně koná práci (parní motor, Stirlingův motor). Médium je tedy pára, vzduch a jiné plyny.
- Motory s vnitřním spalováním – zde je pracovní látkou produkt spalování, tedy expandující plyny, vznikající hořením pracovní látky v uzavřeném spalovacím prostoru.

2.1.1 Princip funkce spalovacího motoru a jeho charakteristiky

Během vývoje spalovacích motorů vznikla spousta rozličných řešení. Vystala potřeba tyto motory vhodným způsobem kategorizovat dle jejich dílčích parametrů.

Ve větším množství literatury je uvedeno „zažité“ dělení a to je následující:

- dle druhu paliva,
- dle způsobu tvorby směsi paliva se vzduchem,
- dle způsobu výměny náplně válců,
- dle způsobu zapalování směsi,
- dle konstrukčního provedení motoru.

2.1.2 Rozdělení dle druhu paliva

Máme dvě hlavní skupiny, které jsou tvořeny motory na plynná paliva a motory na kapalná paliva. Nejvíce používaná plynná paliva jsou LPG (Liquefied Petroleum Gas). Jedná se o zkapalněný ropný plyn neboli propan-butan. Dalším plynným palivem je CNG (Compressed Natural Gas). V dnešních dnech existuje snaha prosadit jeho používání ve větším množství hlavně u vozidel MHD. V případě CNG se jedná o stlačený zemní plyn. Plynná paliva jsou prosazována ze dvou hlavních důvodů a těmi jsou jejich ekonomičnost a ekologičnost. Z hlediska emisí plní mnohem lépe nastavené normy.

Motory spalující kapalná paliva výhradně využívají paliva na bázi frakcí ropy. Ty se dělí na paliva lehce odpařitelná (benzín, petrolej) a těžce odpařitelná (nafta, mazut). Paliva neropného původu (lív, bionafta) a směsná paliva – směsi ropných paliv a neropných paliv (lív+ benzín).

Vícepalivové motory jsou nejčastěji motory na dva druhy paliv – většinou se jedná o motory s provozem na plynná paliva s možností záměny za palivo kapalné. Jedná se o kombinace:

- a) Propan-butan / benzín, zemní plyn / benzín
 - paliva pro motory zážehové s možností přecházení mezi druhem paliva,
- b) Zemní plyn / nafta, bioplyn / nafta
 - jedná se o motory vznětové, které pracují s tzv. zapalovací dávkou nafty.

2.1.3 Způsob tvoření směsi paliva se vzduchem

Směs se tvoří buď před pracovním prostorem válce – *vnější tvoření směsi*, nebo v prostoru válce – *vnitřní tvoření směsi*.

Motory, které tvoří směs **před válcem**, jsou motory pracující s tzv. **homogenní směsí** (obvykle elektrický zážeh), která je tvořena ve směšovacích zařízeních. Tato zařízení pracují s dynamickým tlakem proudu (karburátory, směšovače) nebo pracují s přetlakem statickým (vstřikovače, vefukovací ventily v sacím/plnicím traktu). Přístroje pracující s dynamickým tlakem proudu vzduchu udržují směs obvykle v potřebném rozmezí směšovacího poměru. Zajistí tedy vhodné smíšení paliva a jeho rozprášení nebo částečné odpaření.

Vstřikovací a vefukovací zařízení se dá přesně a pružně nuceně regulovat za pomoci elektronických prvků. Vyvstává zde však nutnost nejen regulování dávky paliva, ale také je nutné ovlivňovat množství procházejícího vzduchu nebo směsi pro kvalitativní regulaci a zajištění potřebného přebytku vzduchu.

Motory, pro které je typické, že je **směs tvořena ve válci motoru**, se nazývají vznětové. Pracují s těžce odpařitelnými palivy. Palivo je do válce dodáváno vstřikem regulované dávky za pomoci vysokotlakého čerpadla. To s sebou přináší výhody, které jsou v dnešní době čím dál hojněji využívány a prosazovány při konstruování spalovacích motorů zážehových a to jak dvoudobých, tak čtyřdobých. Hlavními výhodami jsou:

- možnost velkého rozsahu bezeztrátové kvalitativní regulace paliva při spalování heterogenní tvořící se směsí,
- snížená citlivost na přebytek vzduchu,
- menší citlivost na vlastnosti paliva,
- možnost výběru způsobu zapálení paliva (zážehem nebo vznícením),
- zamezení unikání směsi paliva do výfuku při proplachování válce.

Při tvorbě směsi ve válci je možné zajistit, aby byla směs jak heterogenní, tak homogenní nebo dle potřeby lokálně homogenní. Směs je možné vrstvit s nejvhodnějším složením poblíž zapalovací svíčky – spalování kinetické, difuzní.

2.1.4 Dle způsobu výměny náplně válců

Výměna náplně válce se v principu nejvíce liší u motorů čtyřdobých a motorů dvoudobých.

- a) U čtyřdobých motorů se před koncem expanzního zdvihu otvírají výfukové ventily, čímž jsou otevřeny výfukové kanály a spaliny unikají s přetlakem ven z válce. Spaliny, které neuniknou, jsou vytlačovány pístem při jeho výfukovém zdvihu. Při zdvihu nasávacím je do prostoru válce nasáta buď čerstvá palivová směs, nebo pouze vzduch. Při kompresním zdvihu pístu je médium nad pístem stlačeno.
- b) U dvoudobých motorů je výfuk spalin na konci expanzního zdvihu umožněn otevřením výfukových kanálů nebo ventilů. Spaliny unikají přetlakem ven z válce. Jakmile dojde k dostatečnému poklesu tlaku ve válci, jsou otevřeny i kanály plnicí a dojde k tak zvanému vypláchnutí čerstvou směsí paliva. Po uzavření plnicích a výfukových kanálů dojde ke stlačení paliva stejně jako u motorů čtyřdobých.

2.1.5 Dle způsobu zapalování směsi

Zapalování směsi je v převážné většině dvojího způsobu.

- a) Umělé zažehnutí jiskrou, která je zpravidla elektrická a vzniká mezi elektrodami zapalovací svíčky. Takový způsob je typický pro motory pracující s lehce odpařitelnými palivy. Jedná se tedy o motory benzínové a plynové. Předem připravená směs je v motoru stlačena pod teplotu vlastního samovznícení, nejedná – li se o motor s difúzním spalováním heterogenní směsi. Kompresní poměr (obvykle $\epsilon < 12$).

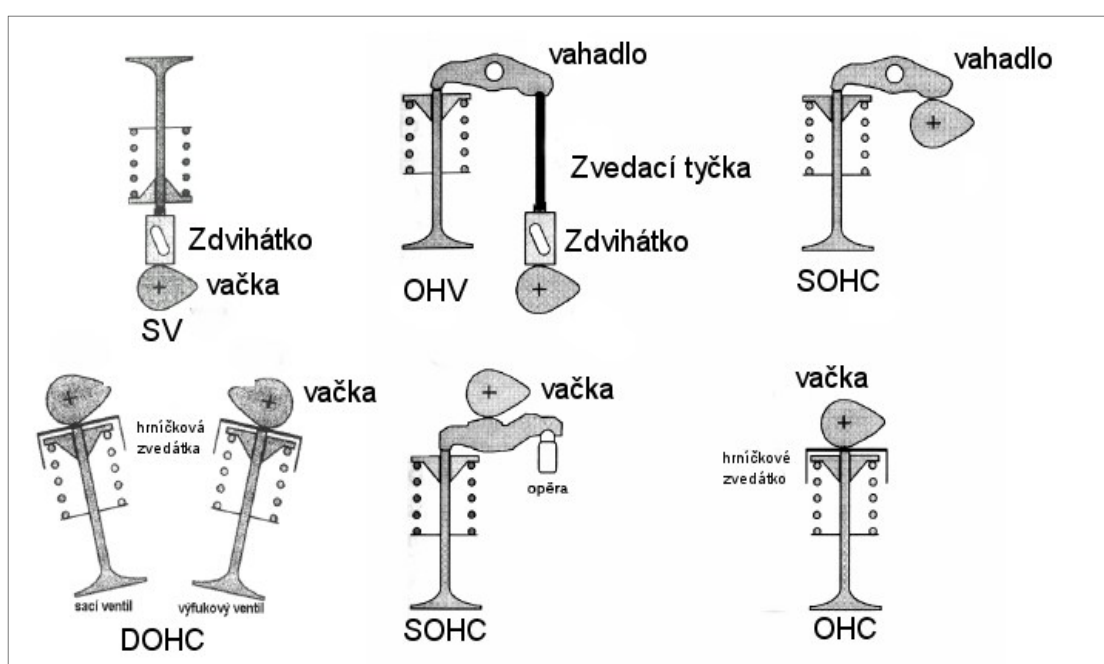
- b) Dalším způsobem je samočinné vznícení. Palivo je vstřikováno do stlačeného vzduchu po kompresi. Kompresní poměry u těchto motorů jsou v porovnání s motory s umělým zažehnutím směsí vysoké. Takovýto způsob zapálení je běžný pro motory pracující s těžko odpažitelnými palivy, tedy motory na naftu. Kompresní poměr (obvykle $\varepsilon > 12$).

2.1.6 Dle konstrukčního provedení

Podle konstrukčního provedení můžeme pístové spalovací motory třídit podle:

- počtu zdvihů, které připadají na jeden pracovní oběh na dvoudobé a čtyřdobé,
- počtu pístů v jednom pracovním válci na jednopístové a dvoupístové,
- pohybu pístu na zdvihové a rotační,
- způsobu chlazení - kapalinou nebo vzduchem chlazené,
- počtu válců
 - jednoválcové s jedním spalovacím prostorem,
 - dvou a víceválcové (3 až 12, případně 16, 18 a 20 válců),
 - mnohoválcové (24, 32 až 42 ojedinele i více válců například víceřadé hvězdicové),
- druhu klikového mechanismu na křížákové a bez křížáku,
- polohy a počtu klikového hřídele na jednohřídelové, dvouhřídelové i vícehřídelové s hřídeli vodorovnými, svislými i šikmými,
- smyslu otáčení klikového hřídele na pravotočivé a levotočivé,
- rychloběžnosti, která je obvykle vyjádřena hodnotou střední pístové rychlosti C_s :
 - pomaloběžné s $C_s < 7,5$ m/s při $D < 160$ mm,
 $C_s < 6,5$ m/s při $D > 160$ mm,
 - rychloběžné s $C_s > 10$ m/s
 - středně rychloběžné v intervalu mezi nimi,
- způsobu plnění válců na nepřepřlňované, s přirozeným nasáváním a přepřlňované – turbodmychadlem a jinými způsoby,
- konstrukce rozvodu pracovní látky,
 - První skupinu tvoří rozvody ventilové.
 - OHV** (Over Head Valve) – rozvodový hřídel uložený v klikové skříni.
 - OHC** (Over Head Camshaft) – rozvodový hřídel je uložený nad hlavou válců nebo vedle ní. Druhá možnost označení je SOHC (Single Over Head Camshaft).
 - DOHC** (double OHC) na jeden válec připadají dva OHC.
 - SV** (Side Valve) – se stojatými ventily, které se nacházejí na jedné straně válce. Ventily jsou ovládány rozvodovým hřídelem, který je uložený v klikové skříni.

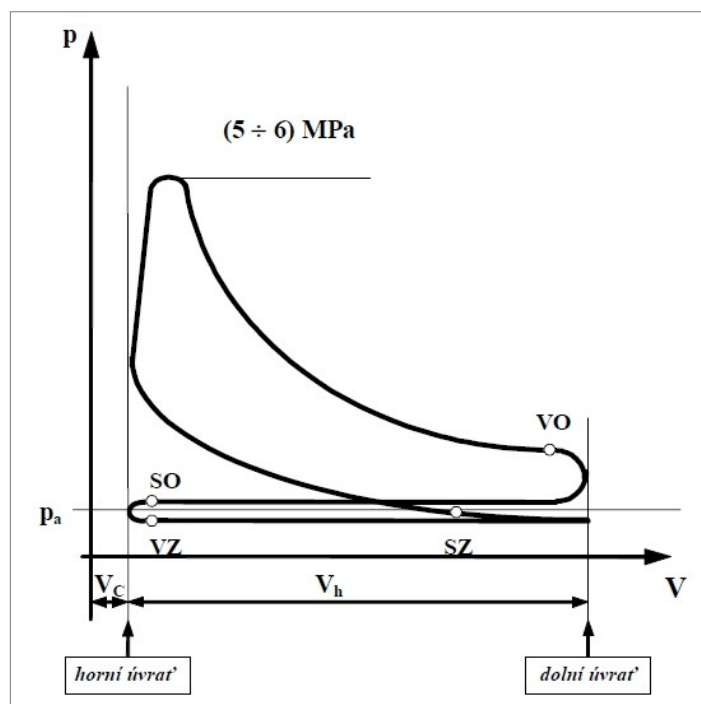
- Druhou skupinu tvoří (dnes již nepoužívané) **šoupátkové rozvody** – pro čtyřdobé motory,
- **Kanálové**, nejčastěji používané pro dvoudobé motory. Podle počtu kanálů je můžeme rozdělit na kanálové s jedním, dvěma nebo třemi systémy kanálů, které jsou ovládány jedním nebo dvěma písty, které v podstatě plní funkci šoupátek.
- Se **smíšeným rozvodem** většinou se jedná o ventilový rozvod (OHV) a rozvod kanálový (dvoudobé motory).
- Počtu ventilů v jedné hlavě – 2, 3, 4, 5, 6 a více ventilové.



Obr. č. 2-0. Schematické uspořádání ventilových rozvodů [2]

2.2 Obecný princip funkce čtyřdobého zážehového spalovacího motoru

Pracovní oběh motoru je složen ze čtyř základních pracovních dob. Jednotlivé doby odpovídají jednotlivým zdvihům pístu. Základní pracovní doby lze dobře znázornit indikátorovým diagramem. Viz obr. 2-1.



Obr. 2-1. Indikátorový diagram čtyřdobého zážehového motoru. [2]

Sání – píst se pohybuje od horní úvratí k úvratí dolní. Tímto pohybem vytváří podtlak v sacím potrubí a do prostoru válce je nasávána čerstvá směs.

Na obrázku 2-1 reprezentuje okamžik otevírání sacího ventilu bod SO (Sací ventil Otevřen). Z diagramu je patrné, že se sací ventil otevírá ještě před okamžikem, než píst dosáhne horní úvratí. Aby nedošlo k rázům v rozvodovém mechanismu, je náběh vačky sacího ventilu pozvolný, proto trvá otevírání sacího ventilu relativně dlouhou dobu. Aby byl ventil plně otevřen v okamžiku, kdy je ve válci podtlak, musí otevírání sacího ventilu započít již před horní úvratí. Obvykle je otevírání započato 15° až 50° pootočení klikového hřídele před horní úvratí.

Dalším bodem na indikátorovém diagramu je SZ (Sací ventil Zavřen). Tento bod znázorňuje úplné zavření sacího potrubí ventilem. Z diagramu je patrné, že se sací ventil zavře až v okamžiku, kdy je píst již za dolní úvratí. Je tomu tak proto, že je snaha využít kinetickou energii směsi proudící sacím kanálem a sacím potrubím do válce motoru a maximalizovat tak naplnění válce. U běžných osobních automobilů nastává tento okamžik přibližně 30° až 70° pootočení klikového hřídele po dolní úvratí.

Komprese – Po uzavření sacího ventilu se píst pohybuje od dolní k horní úvratí. Čerstvá směs je stlačována. Ve fázi sání a také při kompresi dochází k odpařování rozprášených kapiček paliva a následnému mísení odpařených palivových par a vzduchu. Na konci kompresního zdvihu je v pracovním prostoru válce vytvořena homogenní směs.

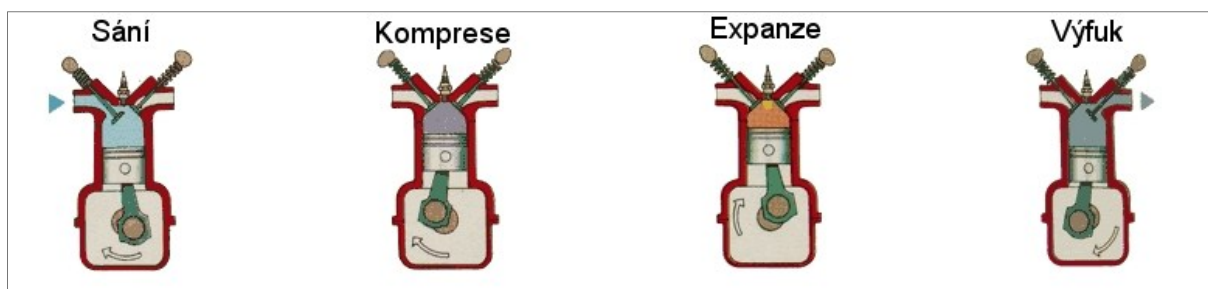
Hoření – Směs palivových par a vzduchu je zapálena elektrickou jiskrou. Po zapálení se čelo plamene šíří rychlostí přibližně 30 až 50 m/s. Z hlediska tepelné účinnosti je žádoucí, aby podstatná část paliva shořela co nejbližší horní úvratí. Minimální tepelné ztráty jsou určovány velikostí spalovacího prostoru. Směs se zapaluje s předstihem před horní úvratí. Proces hoření, při kterém se intenzivně uvolňuje teplo, probíhá v intervalu 10° až 15° před horní úvratí a 15° až 20° pootočení klikového hřídele po horní úvratí. Při procesu hoření dochází k velkému nárůstu tlaku a teploty. Průběh změny tlaku je patrný z indikátorového diagramu. Spalovací tlaky dosahují u zážehových motorů maximální hodnoty 5 až 6 MPa.

Expanze – je část pracovního zdvihu pístu, kdy píst směřuje od horní do dolní úvratí. Během tohoto zdvihu ještě dochází k dohořívání paliva ve válci. Dohořívání paliva končí mezi 30° až 40° za horní úvratí. Z indikátorového diagramu je patrné, že objem pracovního prostoru se zvětšuje a tlak ve válci postupně klesá.

Výfuk – v této fázi pracovního oběhu dochází k úniku spalín z pracovního prostoru válce. Podle indikátorového diagramu je patrné, že v bodě VO (Výfukový ventil Otevřen) se výfukový ventil otevírá před dolní úvratí, standardně v rozmezí 30° až 70°. Tlak ve válci je v tomto okamžiku vyšší než ve výfukovém potrubí. Hodnota přetlaku činí přibližně 0.4 MPa. Důsledkem toho spaliny unikají z prostoru válce značnou rychlostí do výfukového potrubí. Při průchodu pístu dolní úvratí vytěsňuje zbytek spalín píst pohybem k horní úvratí.

Otevření výfukového ventilu před dolní úvratí má své opodstatnění. Při zkouškách v praxi bylo prokázáno, že kladná práce ztracená při otevření výfukového ventilu před dolní úvratí je menší než nárůst práce potřebné k vytěsnění spalín z válce motoru pístem, až po otevření výfukového ventilu v dolní úvratí. Bod uzavření výfukového ventilu VZ (Výfukový ventil Zavřen) se nachází v indikátorovém diagramu asi 15° až 50° otočení klikového hřídele po horní úvratí. Hlavním důvodem je snaha o využití sacího účinku spalín, které proudí ve výfukovém potrubí. Za využití kinetické energie sloupce proudících spalín dojde k lepšímu vypláchnutí spalovacího prostoru válce motoru.

Z indikátorového diagramu je zřejmé, že dochází k tzv. překrytí ventilů. Současně je otevřen sací a výfukový ventil. Toto překrytí je omezeno nebezpečím průniku části čerstvé náplně do výfukového potrubí.



Obr. 2.2. Princip funkce 4 dobého zážehového spalovacího motoru [3]

2.2.1 Základní charakteristiky zážehových motorů

Jedná se o grafická znázornění provozních veličin motoru a jejich závislostí zanesené v soustavě pravoúhlých souřadnic.

Podle nezávislé proměnné můžeme charakteristiky rozdělit následovně.

- Charakteristiky otáčkové – u této charakteristiky jsou nezávislou proměnnou otáčky klikového hřídele motoru n [min^{-1}].
- Zatěžovací charakteristiky – zde je nezávislou proměnnou M_k [Nm] – točivý moment, p_e [MPa] - (střední efektivní tlak), nebo P_e [kW] (užitečný výkon)
- Seřizovací charakteristiky – nezávislou proměnnou může být například úhel předstihu zážehu palivové směsi α [$^\circ$], otevírací tlak trysky p [Mpa] a jiné.

Další samostatnou skupinu charakteristik tvoří:

- Celkové (úplné, univerzální) charakteristiky.

Soustava charakteristik je tvořena diagramem, který obsahuje více charakteristik jednoho druhu ve stejných souřadnicích. Dle druhu charakteristik tedy rozlišujeme:

- Soustavu otáčkových charakteristik
- Soustavu zatěžovacích charakteristik

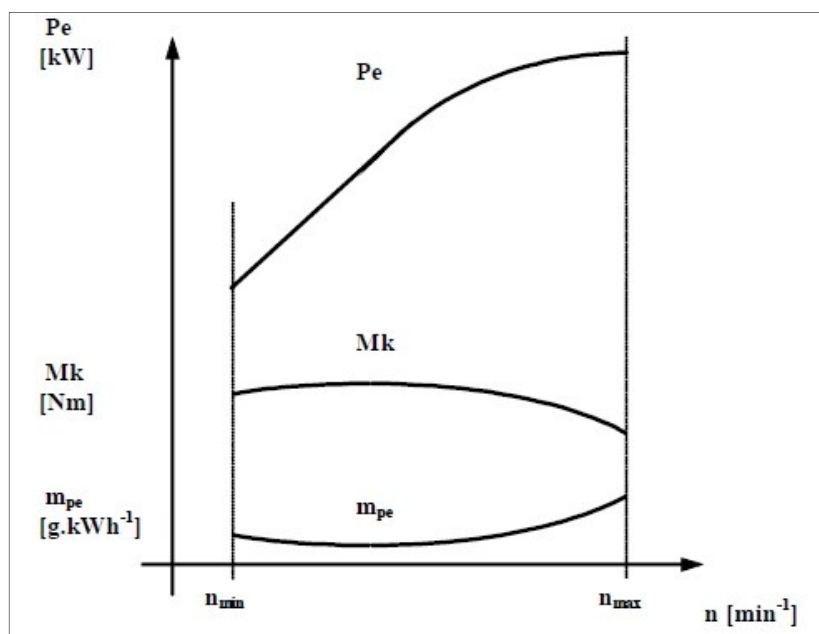
2.2.2 Otáčkové charakteristiky

Jsou grafickým znázorněním závislosti užitečného výkonu P_e [kW], točivého momentu M_k [Nm], hodinové G_p [kg/h] nebo měrné m_{pe} [g/kWh] spotřeby paliva a dalších parametrů na otáčkách n [min^{-1}].

Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru:

Vykreslena na základě měření, kdy je škrticí klapka karburátoru nebo vzduchové přívěry u motoru se vstřikováním paliva plně otevřena. Na obrázku 2-3 jsou vykresleny 3 charakteristiky omezené zleva bodem n_{\min} – jedná se o minimální otáčky motoru, které umožňují dlouhodobý provoz a zprava n_{\max} – které nesmějí být při provozu překročeny.

Vynesené charakteristiky jsou: P_e [kW] – výkon motoru, M_k [Nm] – točivý moment a m_{pe} – měrná efektivní spotřeba.



Obr. 2-3. Vnější otáčková charakteristika zážehového motoru.
(Úhel otevření škrticí klapky $\alpha_{kl} = 100\%$) [11]

Zatěžovací charakteristiky

Znázorňují závislost některých parametrů motoru na jeho zatížení při konstantních otáčkách klikového hřídele motoru. Zatížení motoru je charakterizováno středním efektivním tlakem p_e [MPa], točivým momentem motoru M_k [Nm] nebo výkonem motoru P_e [kW].

Parametry, které sledujeme, jsou:

Měrná efektivní spotřeba paliva m_{pe} [g/kWh], teplota výfukových plynů t_v [K] a další.

Celkové (úplné) charakteristiky

Celkové charakteristiky jsou vynášeny v pravoúhlé souřadné soustavě. Na vodorovné ose jsou vyneseny otáčky klikového hřídele motoru n [min^{-1}], na osu svislou pak zatížení, které je reprezentováno točivým momentem motoru M_k [Nm], nebo středním efektivním tlakem p_e [Mpa].

Úplná charakteristika není zjišťována přímým měřením, ale je vynášena na základě měření vnější otáčkové charakteristiky a soustavy zatěžujících charakteristik. Čáry konstantních hodnot vybraných veličin jsou vyneseny v úplné charakteristice.

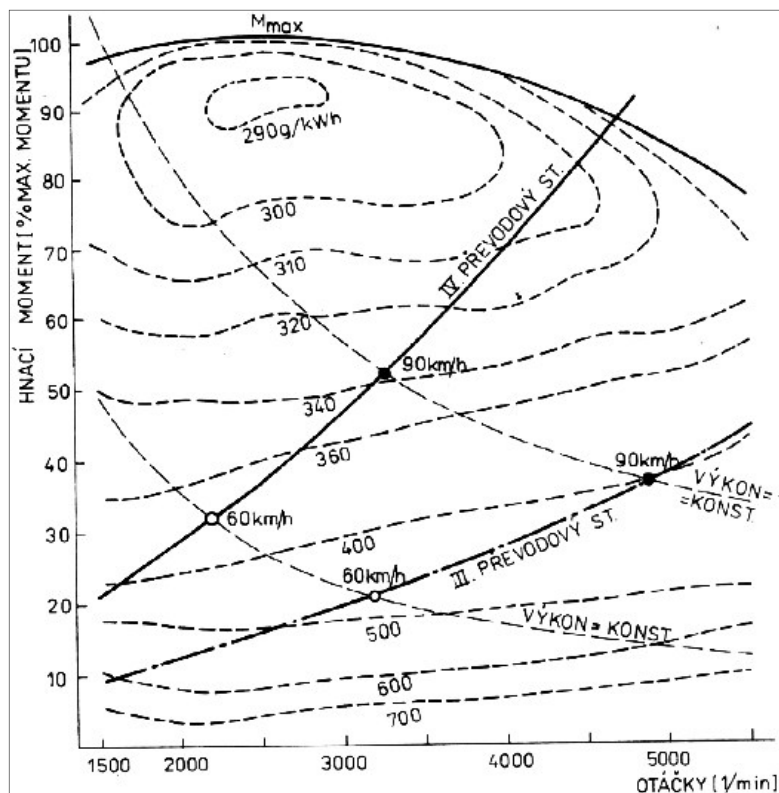
Vždy vynášené veličiny jsou:

- Měrná efektivní spotřeba paliva m_{pe} [g/kWh]

Obvykle jsou vynášeny:

- Výkon P_e [kW]
- Teplota výfukových plynů t_v [°C]

Úplná charakteristika umožní stanovení vhodného pracovního režimu motoru tak, aby pro požadovaný výkon měl nejmenší měrnou efektivní spotřebu paliva a tím se docílilo ekonomičtějšího provozu.



Obr. 2-4. Celková (úplná) charakteristika zážehového motoru. [11]

Na obrázku 2-4 je zakresleno do úplné charakteristiky zážehového motoru porovnání dvou pracovních režimů automobilového motoru, pro rychlosti vozidla 90 a 60 km/h a pro automobil jedoucí na třetí a čtvrtý rychlostní stupeň.

Z charakteristiky vyplývá, že menší měrná efektivní spotřeba paliva je při rychlosti 90 km/h a při stejném výkonu $P_e = \text{konst.}$, menší u zařazeného čtvrtého rychlostního stupně, než v případě zařazení třetího rychlostního stupně. To stejné platí i pro rychlost 60 km/h. Je tedy zřejmé, že při nižších zatíženích motoru je spalovací pístový motor méně hospodárný než v oblasti s vyšším zatížením.

2.3 Tepelná a mechanická účinnost motoru

2.3.1 Tepelná účinnost motoru

Během hoření paliva se uvolňuje tepelná energie, avšak pouze část je využita pro efektivní výkon motoru. Kdybychom chtěli velmi zhruba vyjádřit využití a ztráty energie,

můžeme psát, že 1/3 tepla se přemění v užitečný výkon, 1/3 je odvedena z motoru chlazením a sáláním a 1/3 odejde výfukovými plyny. Celková tepelná účinnost tedy udává, kolik tepla, které vznikne shořením paliva, je přeměněno v užitečný výkon.

Tepelná účinnost motoru má vliv na tepelné ztráty a působí na měrnou spotřebu paliva a na rozměry chladicího systému.

Tepelnou účinnost můžeme vyjádřit jako:

$$\eta_t = \frac{Q_p - Q_o}{Q_p} = 1 - \frac{Q_o}{Q_p}$$

Kde:

Q_p – teplo přivedené v palivu

Q_o – teplo odvedené sáláním, chlazením a výfukem

Kompresní poměr udává změnu objemu válce v rozmezí od dolní úvrati až po horní úvrť.

Kompresní poměr můžeme určit dle následujícího vzorce:

$$\varepsilon = \frac{V_z - V_K}{V_K}$$

Kde:

ε – kompresní poměr

V_z – zdvihový objem válce

V_K – objem kompresního prostoru

Vzorec pro výpočet tepelné účinnosti je možno zjednodušit za předpokladu, že se stupeň izobarického výfuku a stupeň izobarického spalování rovná jedné.

$$\eta_t = 1 - \left(\frac{1}{\varepsilon}\right)^{k-1}$$

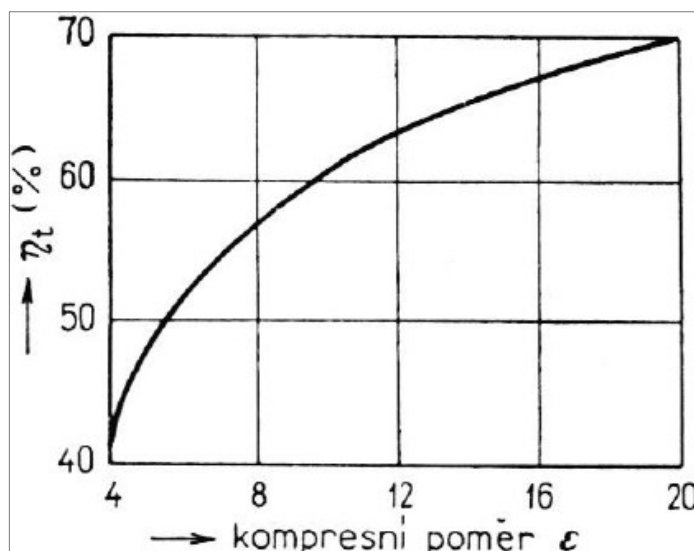
Kde:

η_t – tepelná účinnost motoru

k – poměr měrných tepel při konstantním tlaku a objemu. Hodnota k je přibližně 1,4

ε – kompresní poměr

Dle uvedeného vztahu se jedná o ideální cyklus. Tato rovnice udává závislost tepelné účinnosti na kompresním poměru reprezentována křivkou na obr. 2-5.



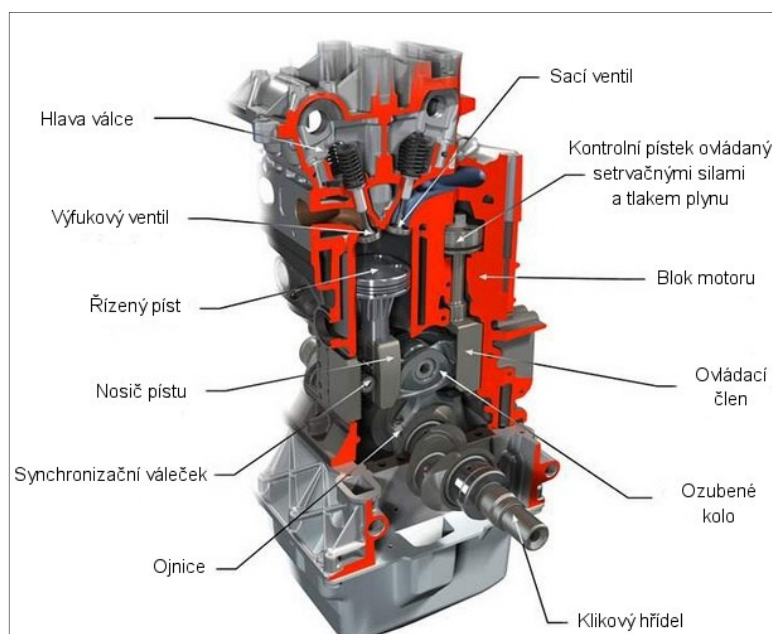
Obr. 2-5. Závislost teplotní účinnosti tepelného oběhu η_t na kompresním poměru ϵ (Ricardo) [11]

Ve skutečnosti je celková tepelná účinnost motoru nižší. Její závislost na kompresním poměru je platná. Z grafu je patrné, že při nízkém kompresním poměru klesá poměrně dramaticky účinnost motoru. Ovšem přírůstek účinnosti při vysokých kompresních poměrech je velmi malý. Je tedy nutné z hlediska posouzení celkové tepelné účinnosti zvážit, že při vysokých kompresích se markantně zvyšuje maximální tlak na píst. S tím dále souvisí vyšší tření pístu a ložisek, což velmi nepříznivě působí na mechanickou účinnost motoru. Proto je přírůstek efektivního výkonu malý. Otázkou tedy zůstává, jaký kompresní poměr je vhodné pro chod motoru zvolit. S ohledem na tepelnou účinnost motoru je možné použít tak vysoký kompresní poměr, dokud se neobjeví detonace. Z hlediska oktanového čísla paliva je možné kompresní poměr zvyšovat nad hodnoty 11:1 až 12:1. To je však již málo účelné právě z hlediska nárůstu mechanických ztrát. [11]

2.3.2 Mechanická účinnost motoru

Mechanická účinnost ovlivňuje efektivní výkon motoru. Ztráty s prudkým vzestupem otáček narůstají a omezují tak maximální použitelné otáčky motoru. Mechanické ztráty jsou dány především třecími ztrátami, plnicími ztrátami a pohonem příslušenství. Třecí ztráty uvnitř motoru jsou závislé především na zatěžujících silách, součiniteli tření a velikostí třecích ploch. V dnešní době se objevují různé prototypy motorů, které dosahují výrazně lepší mechanické účinnosti. Například prototyp motoru MCE-5 VCRi s možností změny kompresního poměru pro každý válec zvlášť. Jeho konstrukční řešení také zmenšuje velikost třecích ploch a téměř úplně eliminuje boční síly vznikající při vychýlení ojnice. Důvodem je

píst, konající přímočarý pohyb spolu s nosičem pístu, prostřednictvím kterého je síla přenášena na vahadlo a dále na klikový hřídel pomocí ojnice. Viz Obrázek. 4-1.



Obr. 2-6. Prototyp motoru s proměnlivou kompresí MCE-5 VCRi [4]

2.4 Třecí a hydraulické ztráty

2.4.1 Třecí ztráty

Vnitřní třecí ztráty jsou nejvíce ovlivňovány zatěžujícími silami, součinitelem tření a velikostí třecích ploch. Velikosti třecích ztrát jsou značně závislé na poměru maximálního a středního efektivního tlaku. Čím menšího rozdílu dosahují tyto hodnoty tlaků, tím lepší je dosažitelná mechanická účinnost motoru. Při zvýšení kompresního poměru dochází ke zlepšování tepelné účinnosti, současně však dochází i ke zvětšení rozdílu maximálního a středního efektivního tlaku a důsledkem toho dojde ke zhoršení mechanické účinnosti.

Důsledkem zvyšování kompresního poměru narůstá také maximální tlak ve válci. Tento vysoký tlak proniká pod pístní kroužky a tlačí je směrem ke stěně válce. Vzniká tak větší tření a důsledkem je horší mechanická účinnost. V důsledku vyššího tlaku plynu na dno pístu, je píst přitlačován ke stěně válce a tím zvyšuje tření.

Tření samotného pístu představuje největší ztrátu výkonu. Nárůst tření je zaviněn špatnými podmínkami mazání pístu uvnitř válce a také velkými zrychlujícími silami posuvných hmot, které rostou s druhou mocninou otáček. Je tedy zřejmé, že průběh třecích ztrát bude závislý na otáčkách motoru.

Zrychlující sílu můžeme rozložit na dvě složky. Jedna působí ve směru ojnice a druhá složka působí kolmo na stěnu válce. Působením síly na píst směrem ke stěně válce

motoru, vzniká tření, které způsobuje ztráty. Na stěnu válce je píst přitlačován i vlivem tlaku, který působí na dno pístu v závislosti na úhlu v jakém je vychýlena ojnice vzhledem k ose válce. Tlak plynů závisí především na zatížení motoru a s otáčkami motoru se příliš nemění. Při částečném zatížení se zmenší výkon motoru, ale mechanické ztráty se nijak podstatně nesníží. Zhoršuje se tedy mechanická účinnost při menším zatížení motoru.

Jelikož se tato diplomová práce zabývá závodním motorem, zajímají nás spíše ztráty při maximálním výkonu motoru.

Na to jak velká bude boční síla, která působí na píst, má vliv poměrná délka ojnice. Při rozkladu sil, které působí v ose válce, je síla působící kolmo na osu válce největší v případech, kdy je úhel vychýlení ojnice od osy válce největší.

2.4.2 Hydraulické ztráty

Jsou to ztráty, které zhoršují mechanickou účinnost motoru při plnění. Je-li škrticí klapka nastavena na 30% maximálního výkonu, sníží se ztráty související s třením pístů a kroužků, ale neúměrně vzrostou hydraulické ztráty. Dojde tedy ke zhoršení mechanické účinnosti. Při maximálních otáčkách vzrůstají hydraulické ztráty velmi rychle. Příčinou toho je, že se při dalším zvyšování otáček nezvyšuje efektivní výkon motoru. Tento problém vznikající vlivem vysokých otáček je nutné řešit vhodně zvoleným časováním a dimenzováním ventilů a zajistit tak nízké hydraulické ztráty.

2.5 Rozbor výkonu motoru

Výkon motoru je závislý na množství uvolněné energie z paliva, které se v motoru přemění na mechanickou práci. Pro hoření je však potřeba přísun vzduchu. Proto u motoru s určitým objemem nezáleží tolik na výhřevnosti paliva, jak na výhřevnosti směsi paliva a vzduchu. Aby shořelo celé množství paliva, které je do válce dodáváno, je nutné tvořit směs v takovém poměru, kdy bude dodáno dostatečné množství kyslíku pro hoření (stechiometrická směs). Je tedy zřejmé, že palivo s větší výhřevností nemusí dávat při spalení směsi v motoru s určitým objemem válců větší výkon než při použití paliva s výhřevností menší.

Průkopníkem v tomto směru byl Harry Ricardo, který provedl první studie. V tabulce Tab. 1.0. níže jsou uvedena některá zajímavá srovnání paliv. Zajímavým se jeví srovnání benzínu a lihu. Při srovnání benzínu a ethylalkoholu je zřejmé, že výhřevnost benzínu je přibližně o 62 % větší, než je tomu u ethylalkoholu. Výhřevnost těchto paliv ve směsi se vzduchem je prakticky stejná. Na 1 kg ethylalkoholu je však potřeba 6,5 – 8,9 kg vzduchu, zatímco na 1 kg benzínu asi 15 kg vzduchu.

Tab. 1-0. Vlastnosti paliv a jejich směsí se vzduchem [11]

Palivo	Výhřevnost	Vnitřní výparné teplo (MJ/kg)	Hmotnostní směšovací poměr se vzduchem	Uvolněná energie t_n, p_n (J/dm ³)	Max. p_i při ϵ max. (MPa)
Benzín	44,6	0,309	15,05	4010	0,992
Petrolej	44,5	0,256	15	4070	0,883
Heptan	45,2	0,309	15,1	4030	0,9
Benzol	40,6	0,400	13,2	3940	1,118
Ethylalkohol (98,5%)	27,5	0,857	8,9	3920	1,186
Methylalkohol	23,3	1,160	6,5	3980	1,103

Porovnáme – li tedy paliva o stejném zdvihovém objemu, je jasné, že do nasátého vzduchu je třeba pro dosažení úplného spálení přivádět mnohem více lihu než benzínu. Vzhledem k výkonu budou výsledky mnohem lepší, než naznačuje čtvrtý sloupec tabulky Tab. 1.0. Zde je uvedena energie, která se uvolní shořením paliva za normálního tlaku a teploty. V závodním motoru však využíváme maximálního kompresního poměru, který je přípustný na hranici detonace paliva při hoření. Lih má však vysokou oktanovou hodnotu. Dovoluje tedy použít vysokého kompresního poměru. Dosažený výkon tedy bude větší. Hodnoty v tabulce jsou uváděny pro stechiometrický směšovací poměr. Maximálního výkonu však dosahujeme při bohatší směsi.

Harry Ricardo při svých zkouškách motorů zjistil, že maximální tepelné účinnosti s benzínovým motorem je dosaženo při směsi ochuzené přibližně o 15%, ale maximálního efektivního tlaku (tedy i maximálního výkonu), je dosaženo při směsi bohatší o 20%. Při těchto zkouškách byl pro každou bohatost směsi seřízen na optimální hodnotu předstih zapalování. Největší tepelné účinnosti je pak dosaženo tehdy, jestliže použijeme směs chudou. Je to dáno tím, že při chudé směsi se zaručeně spálí všechno palivo obsažené ve směsi. Kyslík je pak detekovatelný dokonce ve výfukových plynech. Naopak u bohaté směsi je do válce přiveden přebytek paliva. Protože se nikdy nedosáhne dokonalého promísení paliva, musí se do válce přivést přebytek paliva. Přebytečné nespálené palivo pak odchází ve výfukových plynech nevyužito. Přebytečné palivo spotřebuje určité teplo. Znamená to tedy, že přebytečné palivo spotřebuje množství tepla (při vypařování) a tím se snižuje i teplota náplně při sání. Je

tedy zřejmé, že se bude zvyšovat plnicí účinnost, související s výkonem motoru. Výkon motoru tedy bude vyšší. [11]

Rozbor vzorce pro měrný výkon

Výkon motoru je možno vyjádřit následujícím vzorcem:

$$P_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{120} \text{ [kW]} \quad \text{Pro motor čtyřdobý}$$

$$P_e = \frac{V \cdot p_e \cdot n}{60} \text{ [kW]} \quad \text{Pro motor dvoudobý}$$

kde:

P_e	efektivní výkon motoru	[kW]
V	celkový objem motoru	[dm ³]
p_e	střední efektivní tlak	[Mpa]
n	otáčky motoru	[min ⁻¹]

Protože u závodních motorů záleží hlavně na výkonu vztaženému k objemu válce 1 dm³, můžeme vzorec zjednodušit následovně:

$$P_e = \frac{p_e \cdot n}{120} \text{ [kW]} \quad \text{Pro motor čtyřdobý}$$

$$P_e = \frac{p_e \cdot n}{60} \text{ [kW]} \quad \text{Pro motor dvoudobý}$$

Podle následujícího vzorce je patrné, že měrný (objemový) výkon motoru je závislý především na středním efektivním tlaku a na otáčkách motoru. Ve skutečnosti vzniká při hoření paliva ve válci výkon vyšší – indikovaný (P_i). Při jeho přenosu vznikají ztráty. Ze setrvačníku je tedy možné odebírat pouze efektivní výkon P_e , který je snížen o ztráty obsažené v mechanické účinnosti η_m . Proto platí:

$$P_e = P_i \cdot \eta_m$$

Indikovaný výkon můžeme zjistit z indikátorového diagramu, což je však poměrně obtížné a nepřesné. V praxi je možné zjistit efektivní výkon na motorové brzdě. Mechanická

účinnost se dá změřit tak, že budeme pohánět motor zahřátý na provozní teplotu a změříme potřebný výkon. Další metodou je vypínání válců. Změříme výkon motoru na motorové brzdě. Následně jej měříme znovu s vypnutým zapalováním jednoho válce. Při druhém měření zjistíme indikovaný výkon pracujících válců ($i - 1$) s mechanickými ztrátami motoru. Vyhodnocený úbytek výkonu motoru proti prvnímu měření, se rovná indikovanému výkonu jednoho válce. Z těchto měření již můžeme vypočítat mechanickou účinnost. [11]

Detonace a oktanová hodnota paliva

Směs ve spalovacím prostoru prohořívá přibližně v kulových plochách ve směru od zapalovací svíčky. Rychlost, kterou směs prohořívá, je závislá na tlaku plynů a jejich teplotě. S narůstajícím tlakem a teplotou se rychlost hoření zvyšuje. Na hoření má vliv víření směsi, které zvyšuje rychlost hoření ve směru proudění a proti směru proudění rychlost hoření snižuje. Kdyby byla směs spalována v uzavřeném prostoru bez víření, prohořívání směsi by postupovalo v kulových plochách s počátkem v jiskřišti zapalovací svíčky. Na rychlost hoření má však vliv teplota stěn, tepelná vodivost směsi a víření vzniklé při hoření. Ve chvíli, kdy je směs zapálena, zvyšuje se její teplota, to způsobí její rozpínání a dochází ke stlačování dosud neshořelé náplně válce. V důsledku toho bude v následující fázi rychlost hoření vyšší a také přírůstek shořelé náplně bude rychle stoupat. Může se tedy vyskytnout situace, kdy při určité dráze plamene, tlaku a teplotě dosud nespálené náplně dosáhne tato nespálená směs kritické hodnoty. V takovém případě se ještě neshořelá směs okamžitě vznítí a shoří detonačně. Plamen se tedy nešíří v kulových plochách, ale vznikají jednotlivá ohniska hoření, která jsou chaotická. Vznik ohnisek detonací je často na špatně chlazeném výfukovém ventilu, špatně chlazených hranách válce a hlavy nebo na usazených vrstvách karbonu.

Na vznik detonací má vliv poměr zvyšování teploty a tlaku náplně k času. Náchylnost k detonacím vzniká při zvýšené teplotě směsi, vysokém kompresním poměru, vysoké teplotě nasávaného vzduchu, dlouhé dráze plamene a při nízkých otáčkách motoru.

Odolnost paliva proti detonacím je vyhodnocována na zkušebním jednoválcovém motoru s možností změny kompresního poměru. Za přesně předepsaných podmínek (teplota nasávaného vzduchu, teplota motoru, barometrický tlak, otáčky motoru) se zvyšuje kompresní poměr za chodu motoru až do chvíle, kdy dojde k detonacím. Dále se zkouška provádí znovu za stejných podmínek s porovnávacím palivem, které je složeno z isooktanu a heptanu. Objemové procento isooktanu v dané směsi, která začne detonovat při stejných podmínkách, určuje oktanové číslo paliva.

Použitý kompresní poměr by měl mít určitou rezervu s přihlédnutím k okolnostem provozování motoru. Sklon k detonacím je totiž závislá na intenzitě chlazení motoru a na

atmosférických podmínkách. Snadno k detonacím nedochází při studeném, vlhkém vzduchu a nízkém barometrickém tlaku. Naopak usazená vrstva karbonu na stěnách kompresního prostoru zase detonace podporuje.

Jestliže již detonace vzniknou, je možné je eliminovat přivřením škrticí klapky, neboť při horším plnění jsou tlaky a teploty na konci komprese nižší. Nebo zvýšením otáček (přeřazením na nižší stupeň) – bude zkrácena doba jednoho cyklu a k detonacím také nedojde. Detonace lze také potlačit obohacením směsi palivem. [11]

2.6 Tvar spalovacího prostoru

Tvar spalovacího prostoru je podstatný a platí pro něj zásady, které napomáhají k potlačení sklonu k detonacím. Aby byly tepelné ztráty stěnami minimální a prohořivací dráhy krátké, měl by být spalovací prostor předně kompaktní. Zapalovací svíčka by měla být co nejblíže středu spalovacího prostoru, je –li to možné. Problém s umístěním zapalovací svíčky nastává u dvouventilového provedení. Mnohem příznivější jsou podmínky u čtyřventilového provedení. Podstatné je také umístění vzhledem k ventilům. Je lepší, aby byla zapalovací svíčka spíše na straně výfukového ventilu - tedy v teplém koutě, aby zbytky neshořelé náplně byly při hoření zatlačovány do studeného koutu, tedy do blízkosti sacího ventilu. Zmíněné umístění je výhodné z hlediska potlačování detonací.

Největší část kompresního prostoru by měla být v okolí svíčky. Objem kompresního prostoru by se měl směrem od svíčky zmenšovat. K detonacím nedochází z počátku hoření, ale až po určité dráze plamene. Je žádoucí, aby za tuto dobu shořel co největší objem směsi ve spalovacím prostoru. Detonačnímu hoření je pak vystaven pouze malý zbytek spalovacího prostoru.



Obr. 2-7. Spalovací prostor Škoda 100. [autor]

Pro závodní motory se u dvouventilového provedení nejčastěji používá půlkulového spalovacího prostoru. Je možné využít ventily velkého průměru. Nevýhodou však je skutečnost, že poblíž osy válce není prostor pro umístění zapalovací svíčky a proto je nutné ji umístit bokem. Takové umístění zapalovací svíčky však prodlužuje prohořivací dráhu. Je – li to možné, tato nevýhoda se kompenzuje přidáním a vhodným umístěním druhé zapalovací svíčky.

U provedení čtyřventilového, je tvar spalovacího prostoru střešovitý, což umožňuje zapalovací svíčku umístit do středu spalovacího prostoru. Prohořivací doby jsou krátké a přírůstek objemu v závislosti na prohořivací dráze je velký. Vystačí si tedy s jednou zapalovací svíčkou.

2.7 Plnicí účinnost

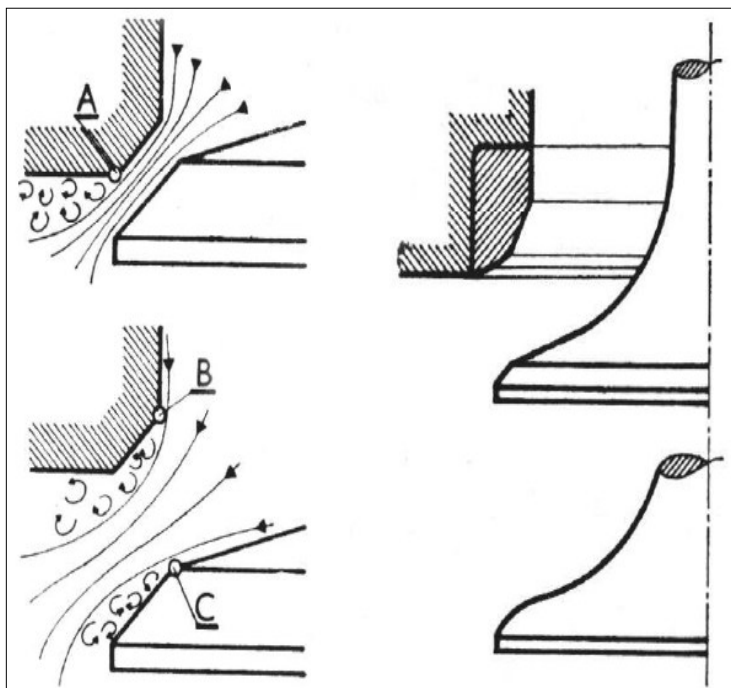
Chceme – li dosáhnout maximálního středního efektivního tlaku, je nutné ve fázi sání dopravit do válce maximální hmotnostní množství vzduchu. Dobrá plnicí účinnost je předpokladem pro dosažení velkého litrového výkonu.

U atmosférických motorů se dá posoudit plnění válce dle zjištěného tlaku na konci sacího zdvihu. Tento tlak se dá zjistit z indikátorového diagramu, tato metoda však není příliš přesná. Abychom byli schopni posoudit hmotnost náplně, je nutné znát teplotu náplně na

konci sacího zdvihu, což je však problematické vzhledem k nerovnoměrné teplotě. Nejčastější je tedy měření hmotnosti množstvím nasávaného vzduchu. [11]

Proudění vzduchu ventilem

Při utržení proudu vzduchu od hlavy válce a talíře ventilu se za hranami vytvoří vířivá



Obr. 2-8. Proudění vzduchu ventilem. [11]

oblast, která neškrtí průtočný průřez. Toto zúžení průřezu udává průtokový součinitel, který zahrnuje i ztráty třením a vířením. Utržení proudícího vzduchu od hran se zabrání jejich zaoblením a vytvořením přechodových kuželů před a za hranou sedla. Na obrázku Obr. 2-8. lze vidět, jak v místech A, B a C dochází k odtržení proudu vzduchu od hran. Zaoblením hran sedel a vytvořením přechodových kuželů se dá eliminovat odtrhávání proudu vzduchu od hran.

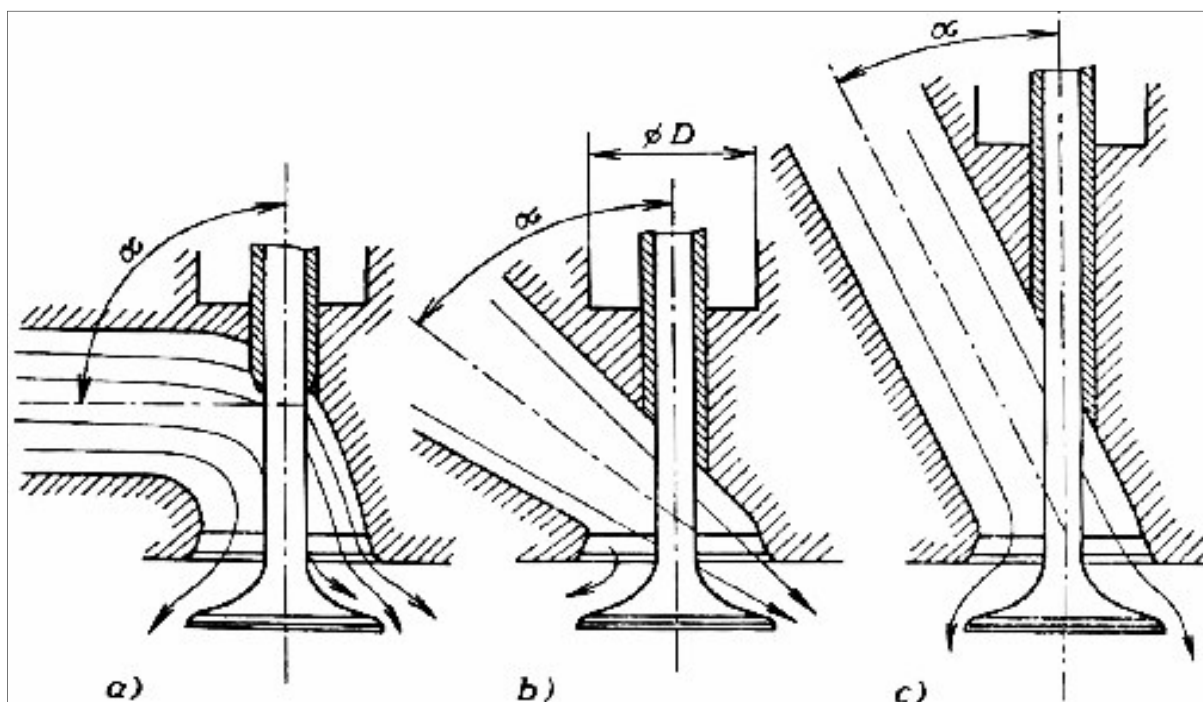
Tvar potrubí před a za ventilem

Tvar potrubí může značně ovlivnit plnicí účinnost motoru. Velký vliv na proudění kanály může mít koleno před ventilem. Je – li v tomto koleně proud vzduchu nucen značně měnit směr proudění, nahustí se na vnější stranu ohybu a prostupní průřez v hrdle ventilu je více zatěžován ve směru proudění, zatímco druhá polovina průřezu není plně využita Obr. 2-8.

Na obrázku 2-8, můžeme vidět, že vstupní kanál svírá s osou ventilu přibližně 90°. Nastává tedy situace, kdy není plně využit celý obvod sedla ventilu. Navíc takovýto prudký ohyb má podstatnou nevýhodu, kterou je intenzivní narážení molekul vzduchu na vnější stranu ohybu. Vzniká tedy větší povrchové tření, ale i větší přenos tepla do plynu proudícího do válce. Tato situace je nežádoucí vzhledem k tomu, že je snižována hmotnostní náplň motoru, což souvisí se snížením výkonu. Je tedy vhodné, aby sací potrubí bylo přímé, je-li to možné bez ohybů. Z obr. 2-9 je patrné, že přímý kanál, pokud nesvírá ostrý úhel s osou ventilu, využití sedla nezlepší. Kanál sice není ohnutý, ale je nutné jej zužovat směrem

k sedlu ventilu. Přitom polovina obvodu sedla směrem ke kanálu je téměř nevyužita. Tato geometrie je vhodná například pro vznětové motory.

Pro závodní motor je nejvýhodnější, aby sací kanál svíral s osou ventilu ostrý úhel α . Takové provedení je však obtížně realizovatelné. Zvětší se průměr ventilové pružiny D , je nutné značně prodloužit stopku ventilu. Tím se zvyšuje i hmotnost, což je nežádoucí. Používají se tedy ventily dva o menším průměru místo jednoho velkého. [11]



Obr. 2-9 Příprava směsi paliva se vzduchem u zážehových motorů. [11]

2.7.1 Obecný princip funkce karburátoru

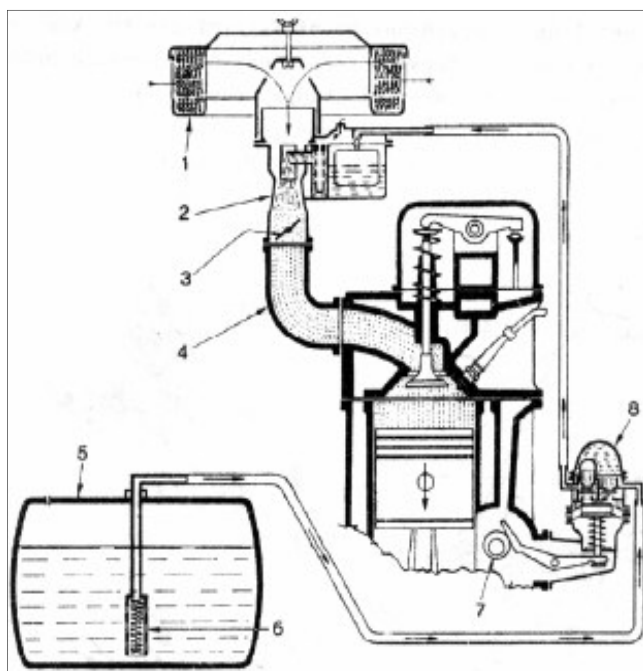
Předpokladem spolehlivého zažehnutí a správného průběhu hoření je u zážehových motorů vytvoření homogenní směsi vzduchu a palivových par nebo tvorba takové směsi, aby bylo zajištěno její zažehnutí mezi elektrodami zapalovací svíčky. Je nutné zajistit, aby pro jakýkoliv režim motoru byla zachována požadovaná hodnota λ – tedy vzdušného součinitele.

Je několik způsobů jak u lehce odpařitelných paliv, která jsou používána u zážehových motorů vytvořit směs palivových par a vzduchu:

- karburátorem,
- vstřikováním paliva do sacího potrubí,
- vstřikováním paliva do válce motoru,

Karburátory:

Obrázek 2-10 znázorňuje palivový systém zážehového motoru, u kterého je směs



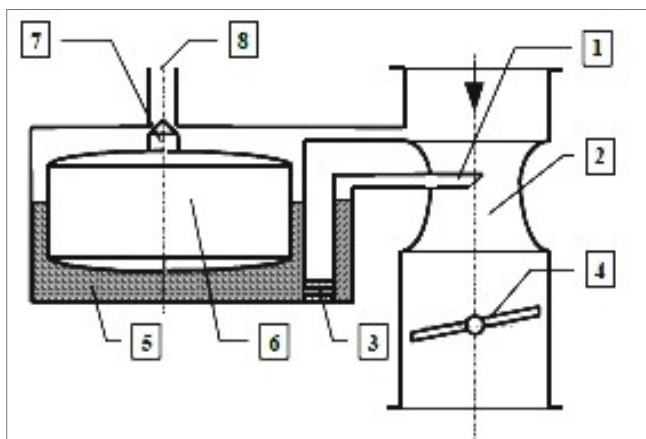
paliva a nasávaného vzduchu tvořena v karburátoru. Palivo je uskladněno v palivové nádrži 5, odkud je přes palivový filtr 6 dopravováno podávacím čerpadlem 8 do plovákové komory karburátoru. Čerpadlo je poháněno pomocí excentru umístěného na vačkové hřídeli motoru. Přes vzduchový filtr 1 je do motoru nasáván vzduch. Množství paliva dopravované do válce motoru, prostřednictvím sacího potrubí 4 je určeno polohou škrticí klapky 3.

Obr. 2-10. Palivová soustava + karburátor

Princip tvorby směsi palivových par a vzduchu je založen na tom, že do

nasávaného proudu vzduchu je pod tlakem rozprašováno palivo ve formě jemných kapiček. Kapičky se postupně při cestě sacím traktem odpařují a promíchávají se vzduchem tak, že v okamžiku zapálení elektrickou jiskrou vytváří v prostoru válce prakticky homogenní směs vzduchu a palivových par. Rozprašení palivových par zajišťuje karburátor. Karburátor principiálně funguje tak, že podtlakem, tvořeným difuzérem v nasávacím potrubí karburátoru je vysáváno palivo, jehož množství je dáno parametry trysky. Vzduch proudí v potrubí turbulentně a strhává palivo ve formě malých kapiček.

Základní schéma karburátoru:



Obr. 2-11. Jednoduchý karburátor [2]

Do plovákové komory 5 je přiváděno palivo přívodním potrubím 8. Stálá hladina paliva v plovákové komoře je regulována jehlovým ventilem 7 ovládaným plovákem v plovákové komoře karburátoru. Při proudění vzduchu difuzorem 2 karburátoru vzniká podtlak, který vysává palivo

z rozprašovače **1**. Do rozprašovače je palivo přiváděno přes odměřovací trysku **3**. Množství směsi vzduchu a paliva, nasávané do motoru je řízeno škrticí klapkou. Při větším úhlu otevření škrticí klapky se zvětšuje množství protékajícího vzduchu difuzérem, vzrůstá i rychlost a podtlak v ústí rozprašovače. Tím se zvětšuje tlakový spád na trysce **3** a množství paliva unikajícího z rozprašovače **1**.

Nevýhodou tohoto jednoduchého karburátoru je skutečnost, že s nárůstem množství směsi nasávané do motoru vzrůstá i její bohatost. Vzdušný součinitel λ se již při malých zatíženích motoru dostává do oblastí nízké ekonomičnosti provozu motoru, tedy $\lambda < 1$. [2]

3.1 Popis modelovaného motoru

Popis sériového motoru:

Modelovaný motor pochází z automobilu Škoda 100 typ 722. Původní motor byl zážehový, kapalinou chlazený řadový čtyřválec s ventilovým rozvodem OHV. Objem válců byl 998 cm³, vrtání 68 mm, zdvih 68 mm. Kompresní poměr 8,3:1. Výkon motoru se pohyboval kolem 32 kW při 4650 min⁻¹ a točivý moment 74 Nm při 3000 min⁻¹.

Popis modelovaného závodního motoru:

Modelovaný motor pochází z historického závodního vozu, který je upravený dle povolených pravidel. Popisovaný závodní vůz vychází ze sériového provedení škoda 100 typ 722, r. v. 1973.



Obr. 3-1. Závodní historický automobil Škoda 100 [7]

Oproti sériové verzi však byly provedeny některé úpravy na vozidle, dle řádů a předpisů FIA a AČR.

3.1.1 Povolené úpravy pro vozidla Škoda

Tyto úpravy jsou výňatkem z platných předpisů: Řád mezinárodního mistrovství ČR v Rally, platný pro rok 2013.

Základní povolené úpravy na závodním vozidle dle článku F – Rally:

Úpravy a omezení platné pro vozy třídy „V – Škoda“:

Motor:

- blok motoru může být nahrazen blokem s větším průměrem ložisek klikové hřídele typu „M“ včetně souvisejícího příslušenství,
- díly motoru mohou být upraveny nebo vyměněny za podmínky, že je lze použít do původního, nebo náhradního bloku motoru,
- litinová osmi-kanálová hlava může být nahrazena hliníkovou hlavou,
- objem motorů vozů řady „MB“ smí být zvětšen maximálně na 1174 cm³, u řady Š 100 S, Š 110 R (i s použitím povrchových dílů ze Š 130 RS) s původní kyvadlovou nápravou, nesmí překročit 1300 cm³, u řady Š 130 RS, Š 130 L – LR, včetně Garde a Rapid s použitím vlečených ramen, nesmí zdvihový objem překročit 1400 cm³.

Podvozek a karoserie:

- u vozidel řady „MB“ a Š 100 – 120 S nelze použít rozšířenou nápravu modelu „M“,
- u automobilů Š 100 – 110 R je možno přemístit chladič chladicí kapaliny do přední části zavazadlového prostoru a je povoleno v předním čele vytvořit potřebný otvor, zakrytý kovovou sítíovou mřížkou. Vozidlo musí být vybaveno původním předním nárazníkem, pokud není homologováno bez nárazníku, nebo startovalo v dobové specifikaci bez nárazníků,
- mohou být použity podložky pod kola (materiál hliník) o síle max. 30 mm v počtu jeden kus pro kolo. Změna rozteče kolových svorníků je zakázána,
- použité tuningové díly musí být vždy určeny pro daný typ vozu a jezdec musí doložit, že jsou schváleny pro použití ve veřejném provozu pro daný typ vozu.

Brzdy:

- lze přidat posilovače brzd,
- lze použít čtyř pístové brzdíče PAL určené pro vozy Škoda v litinovém provedení,
- u vozidel řady MB je povinná změna na dvouokruhový brzdový systém.

Kola:

- Průměr kola je omezen na 13 palců. Použití původních ocelových ráfků 4,5Jx14 je povoleno.
- Max povolená šířka kola je pro:
 - řada „MB“ – 5,5“,
 - řada Š 100 – 130 RS – 7“.

Řízení:

- za dodržení podmínek v tomto článku lze použít hřebenové řízení. Při této úpravě je nutné použít nápravníci s číslem Škoda 114 – 410050. [10]

3.1.2 Parametry motoru automobilu Škoda 100

vrtání – 73,5 mm

zdvih – 68 mm

kompresní poměr – 11,6

ventilový rozvod – OHV

karburátor – dvojitý Weber DCOE 40

Jedná se o zážehový, čtyřdobý, vodou chlazený řadový čtyřválec, umístěný za zadní nápravou. Rozvod s visutými ventily je v uspořádání OHV s řetězovým náhonem vačky. Jednotlivé válce jsou samostatné, vkládané do bloku motoru. Oběh chladicí kapaliny je nucený pomocí čerpadla. Doprava paliva je realizována mechanickým membránovým čerpadlem. Pohon čerpadla je realizován excentrem na vačkovém hřídeli. Pořadí zapalování jednotlivých válců je 1-3-4-2. Motor je pravotočivý. Rozdělovač s otáčkovou a podtlakovou regulací má náhon od vačkového hřídele ozubenými koly.



Obr. 3-2. Modelovaný motor historického závodního automobilu. [autor]

Do simulačního softwaru je nutné zadat velké množství dat. Tato data by měla co nejpřesněji popisovat skutečné parametry motoru. Velkou pozornost je nutné věnovat sacímu a výfukovému traktu, který má nezanedbatelný vliv na průběh momentu a maximální výkon motoru. Bylo tedy nutné demontovat jednotlivé prvky sacího a výfukového traktu a provést podrobné měření. Fotografie z měření jsou v příloze A.

4 Tvorba výpočetního modelu spalovacího motoru

Model pístového spalovacího motoru:

Pro vývoj motorů je v dnešní době neodmyslitelným prvkem použití 1-D (CFD) simulace proudění. Simulace jsou nedílnou součástí při optimalizaci a vývoji spalovacích motorů. Díky 1-D modelování je možné výrazně snížit čas a náklady související s experimenty a prototypování, protože většinu experimentů prováděných s motory lze simulovat.

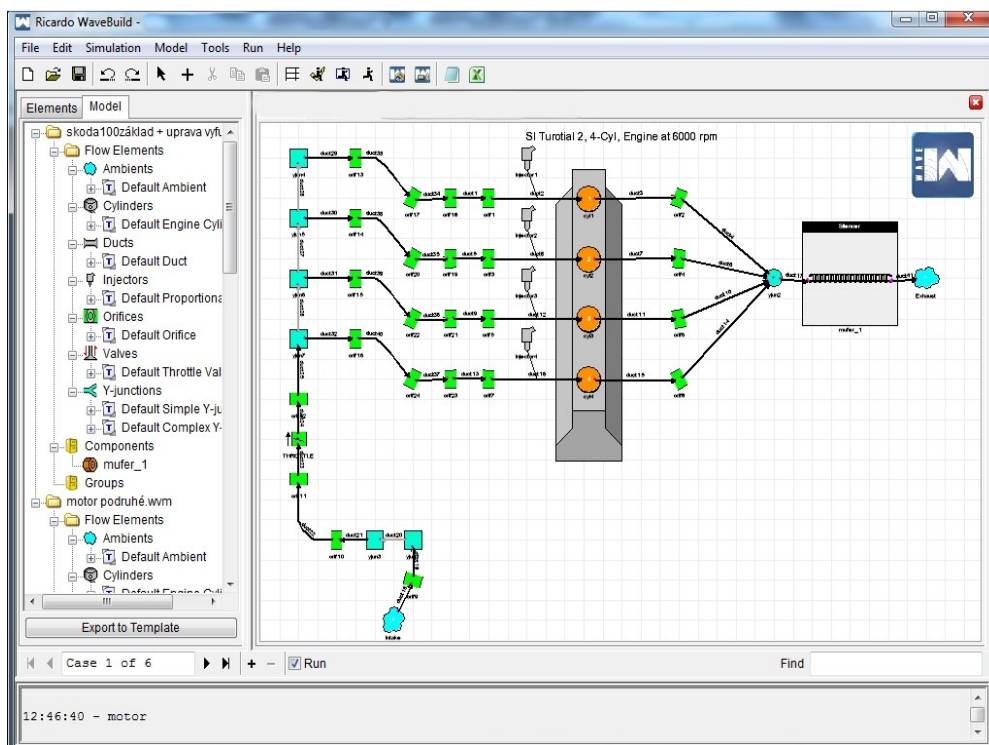
V této práci bude jedna z prováděných úprav změna geometrie sacího a výfukového traktu. Pro vymodelování již zmíněného motoru bude použit software Ricardo Wave, který se řadí mezi špičky dnešních simulačních softwarů po boku s programem GT-Power. Třetím, dnes již mírně zastaralým programem pro modelování a provádění simulací, je software Lotus Engine, který je pro simulace jednoválcových motorů dostupný ve free verzi. Program Ricardo Wave však není pouhý program určený pro simulaci motoru. Je zároveň sofistikovaným nástrojem navrženým pro analýzu dynamiky tlakových vln, hmotnostních toků, ztrát energie v potrubích, tlakových ztrát při proudění a tak dále. V základu provádí výpočtový kód programu Wave analýzu proudění v síti složené z potrubí, větvících členů a propojovacích členů. Do této sítě tvořené jednotlivými prvky lze dále vkládat další prvky, jako jsou válec motoru, turbodmychadla, kompresory a další.

Pre-processor:

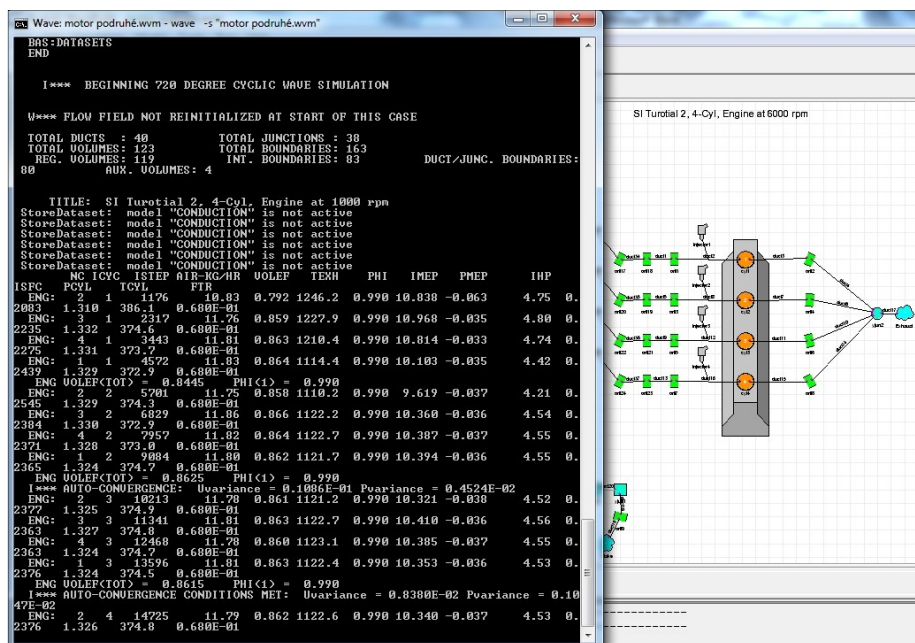
V programu Ricardo Wave je pre-processor reprezentován prostředím Wave Build viz obrázek 4-0. V tomto prostředí je tvořen modelovaný objekt za použití jednotlivých prvků, které jsou umístěny v nabídce prvků na levé straně. Každému elementu je možné přiřadit množství parametrů odpovídajících skutečnému modelovanému objektu.

Solver:

Jakmile je model motoru hotový, může být spuštěn řešící algoritmus, neboli solver. Solver programu Ricardo Wave běží v „dosovém“ okně viz obrázek 4-1. Během simulace jsou zobrazovány průběžné výpočty. V případě kritické chyby v modelu je výpočetní proces zastaven a uživatel je upozorněn chybovým hlášením, ke kterému je přiřazeno písmeno dle kritičnosti chyby.



Obr. 4-0. Pracovní prostředí Wave Build [autor]



Obr. 4-1. Průběh simulace – solver [autor]

Post-processor:

Po úspěšném dokončení výpočetního běhu se výsledky simulace uloží do souboru, ze kterého jsou načítána data do prostředí WavePost, který slouží k interpretaci výsledků. Pomocí tohoto pracovního prostředí post-processoru je možné zobrazit otáčkové charakteristiky, tlakové mapy a animace.

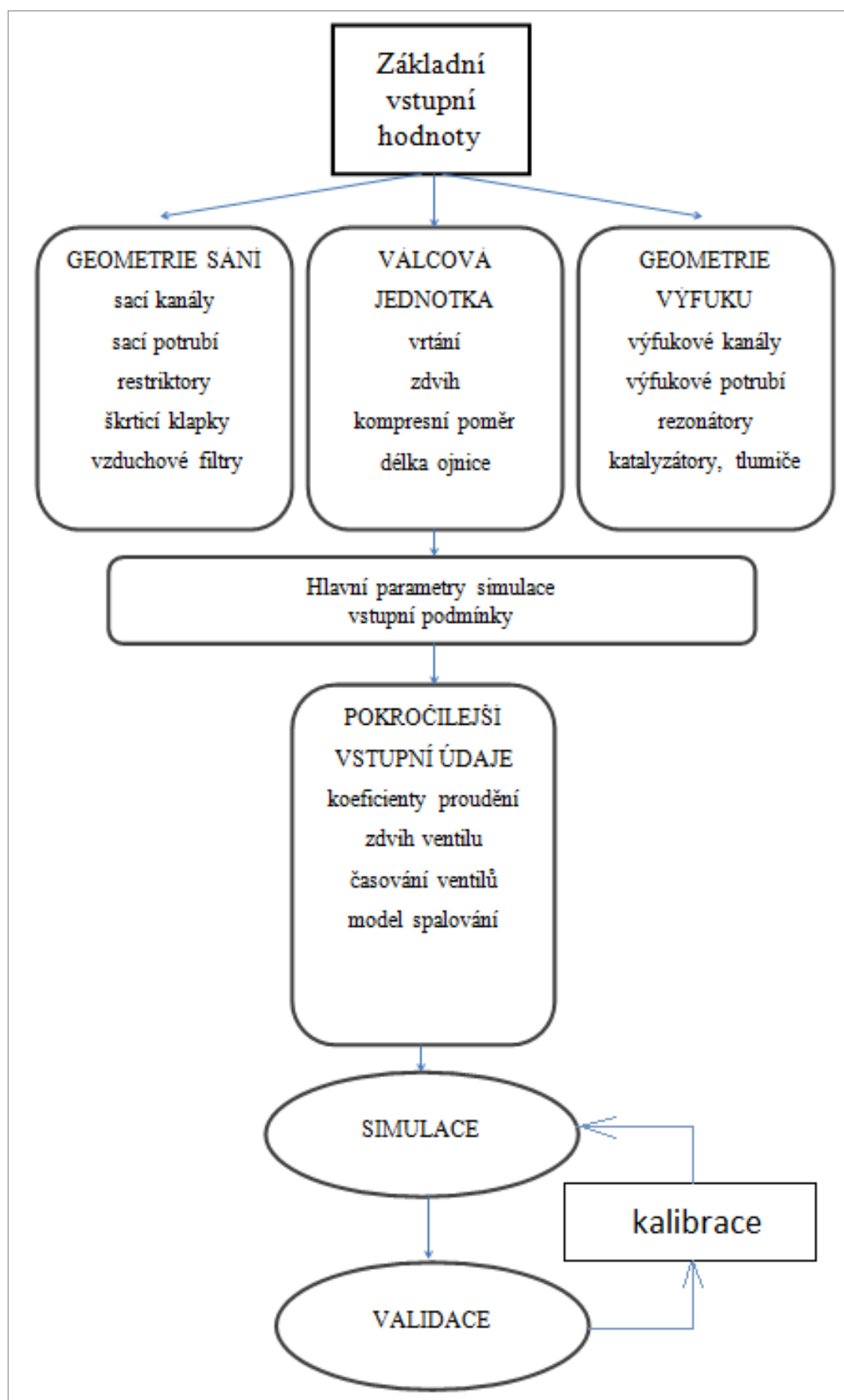
4.1.1 Základní parametry modelu

Před samotnou tvorbou modelu je nutné zadat základní vstupní údaje. Nejprve je nutné nastavit délku provádění simulace, soustavu jednotek, ve kterých budou zadávány jednotlivé parametry. Dále je nutné definovat základní geometrii potrubí, délky, průměry, přestupy tepla, ztráty vzniklé třením. Velmi detailní je pak nastavení válcové jednotky, kde jsou nastavovány základní parametry samotného motoru, jako jsou základní geometrie, provozní parametry, převody tepla, parametry hoření a další. Tyto parametry jsou nám známy buď z měření na konkrétním motoru, případně je známe z měření motorů obdobné konstrukce.

Case #1: Engine General Panel				
Geometry Custom Geometry Operating Parameters Heat Transfer Scavenge Combustion Conduction Slaved Models				
Configuration				
No. of Cylinders	4			
Strokes per Cycle	4			
Engine Type	Spark Ignition			
Bore	78.1	mm		
Stroke	82	mm		
Displacement	1.5673	l		
Connecting Rod Length	150	mm		
Wrist Pin Offset	0.0	mm		
Compression Ratio	10.0			
Clearance Height	2	mm	AUTO	
Imposed Piston Motion				
Printout Flag				
In-Cylinder State	0			
Port Conditions	0			
Friction Correlation				
ACF	0.35	bar		
BCF	0.005			
CCF	400	Pa*min/m		
QCF	0.2	Pa*min^2/m^2		
Firing Order and Relative TDC				
	1	2	3	4
Cylinder	1	4	3	2
TDC	0	180	180	180
Required for Swirl Prediction				
Piston Bowl Depth	0.0	mm		
Piston Bowl Diameter	0.0	mm		
Piston Bowl Rim Diameter	0.0	mm		
Piston Bowl Volume	0.0	mm^3		

Obr. 4-2. Nastavení válcové jednotky [autor]

Během tvorby modelu je nutné dodržovat směrovou konvenci, kdy potrubí tvoříme z levé strany a postupujeme doprava ve směru proudění plynů. Základní nastavení modelu je možné znázornit graficky následovně:

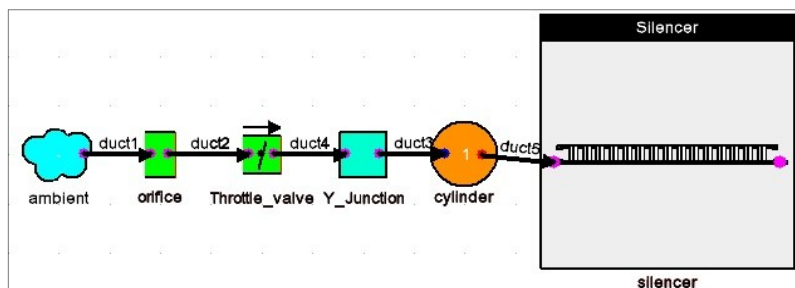


Obr. 4-3. Nastavení modelu, zpracování údajů a validace modelu [12]

4.1.2 Prvky modelu

Při tvorbě základního modelu jsou používány níže uvedené základní prvky.

- **Prostředí** (ambient) - reprezentuje okolní prostředí a napojuje se bezprostředně na počátek a konec modelu. Hlavními parametry, které se nastavují, je atmosférický tlak a okolní teplota.
- **Přechod** (orifice) – jedná se o prvek sloužící k přímému spojení dvou potrubí. Jestliže jsou spojovány prvky dvou různých průměrů, prvek orifice na tuto skutečnost graficky upozorní. Průměr spoje je automaticky definován.
- **Válec motoru** (engine cylinder) – reprezentuje uzavřený spalovací prostor motoru. Pro válec se nastavují parametry dle modelovaného motoru. Možné je modelovat 4dobé motory a 2dobé motory. Je možné modelovat 6, 8 a víceválcové motory.
- **Křížové spojení** (Y-junctions) – používá se v místě, kde se spojují různá potrubí o rozdílných průměrech. Pro každé potrubí vstupující do místa křížení jsou nastaveny 3D souřadnice. Y-junctions se také využívají k modelování prvků, které nelze modelovat pomocí prvků z nabídky. Lze tedy vymodelovat vzduchové filtry, airboxy, tlumiče výfuku a jiné prvky, kde je nutné vytvořit objemovou součást.
- **Tlumič** (silencer) – Prvek reprezentující tlumič modelovaného motoru. Ve Wave Build prostředí je možné navrhnout tlumič pomocí grafického editoru, ve kterém se zadávají základní parametry - délky vstupních a výstupních potrubí, množství děr v potrubí, tloušťku stěny vnějšího pláště tlumiče, teplotní parametry, tlaky vstupujícího plynu, materiál výplně a další. Výstupem je jeden prvek vygenerovaný Wave Buildem, který má jako celek zadané parametry.
- **Škrticí klapka** (throttle valve) – pro škrticí klapku se dá nastavit úhel natočení. Plně otevřená je při hodnotě 90°. Je možné nastavovat různé hodnoty otevření škrticí klapky v závislosti na otáčkách motoru.
- **Potrubí** (duct) – pro potrubí se definuje jeho délka, průměry, přestupy tepla stěnami a ztráty vznikající třením proudícího vzduchu. [6]



Obr. 4-4. Jednotlivé prvky modelu [autor]

4.2.1 Termodynamický model hoření

Abychom byli schopni se co nejvíce přiblížit modelované předloze, tedy modelovanému motoru, nestačí pouze vytvořit jeho model podle popisovaných prvků, ale je nutné nastavit množství parametrů, které budou výrazně ovlivňovat výsledná výstupní data. Velmi významné je správné nastavení parametrů celého procesu výměny náplně válců a správné nastavení hoření.

Znalost průběhu hoření ve válci a především ovlivňování jeho průběhu potřebným způsobem je v současné době neodmyslitelnou součástí vývojových prací u moderních motorů, které musí splňovat současné náročné požadavky. Průběh hoření patří k fyzikálním veličinám, které umožňují podstatně hlubší pohled do mechanismů procesů probíhajících ve válcových jednotkách spalovacích motorů, k nimž z hlediska moderních výpočetních postupů je třeba přistupovat jako k tepelně-mechanickým systémům. Vložení modelu hoření do komplexního matematického modelu tak snižuje náklady a čas na vývoj nové pohonné spalovací jednotky.

Výchozím vztahem pro výpočet průběhu hoření ve válci spalovacích motorů je rovnice, kterou poloempirickým způsobem odvodil Wiebe. V programu Ricardo Wave je možné pro modelování průběhu hoření použít právě Wiebeho funkci. Je však nutné nastavit množinu parametrů této funkce. [5]

V důsledku hoření paliva ve válci spalovacího motoru vzniká teplo, jež je základním pilířem při přeměně energie v motoru. Velmi důležité je věnovat pozornost průběhu hoření paliva a ne pouze množství tepla, které se při hoření uvolní. Průběh hoření směsi paliva a vzduchu výrazně ovlivňuje parametry motoru jako je indikovaný výkon, indikovaná účinnost a další.

Při modelování je tedy podstatné se neomezovat pouze na ideální průběh hoření, kdy teplo, které vzniká hořením je uvolněno v nekonečně krátkém čase, ale snažit se co nejpřesněji přiblížit skutečnému průběhu hoření, kdy se teplo uvolňuje nerovnoměrně a postupně.

Na průběh hoření mají značný vliv vlastnosti paliva, způsob tvoření směsi a také teplota a tlak ve válci spalovacího motoru.

V dnešní době se stále jako nejvýhodnější jeví používat zjednodušených modelů hoření anebo jejich analogie.

Nejčteněji používaným vztahem pro výpočet průběhu hoření ve válci spalovacích motorů je rovnice, kterou jak již bylo zmíněno výše, odvodil polo-empirickým způsobem Wiebe. [9]

$$x = 1 - e^{ay^{m+1}}$$

$$y = \left(\frac{\varphi}{\varphi_B} \right)$$

kde:

a.....koeficient Wiebeho funkce (podíl nespáleného paliva ve válci)

m.....koeficient Wiebeho funkce charakterizující průběh hoření

φaktuální úhel od počátku hoření

φ_bcelkový úhel hoření (0 – 100% spálené směsi)

Podíl nespáleného paliva ve válci se dále vypočítá:

$$a = -\ln(1 - \eta_{ch})$$

kde:

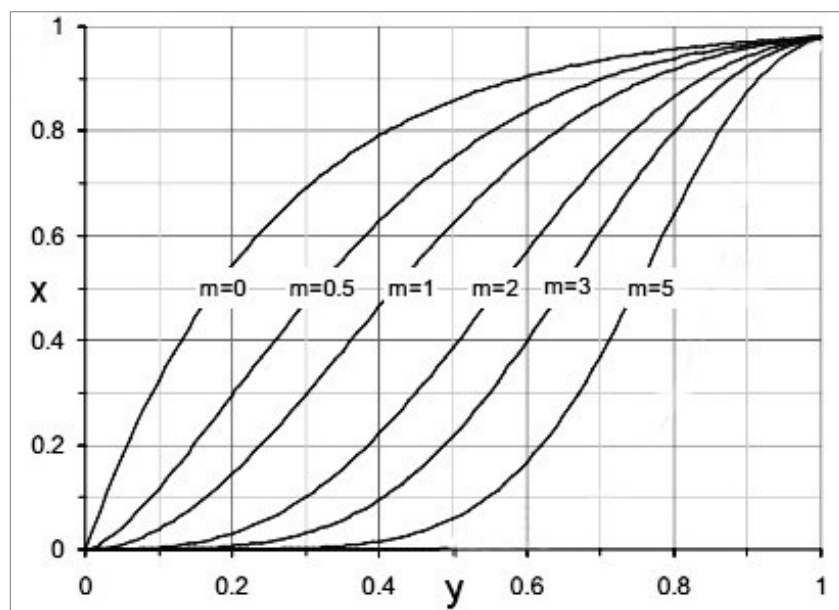
η_{ch}chemická účinnost

4.2.2 Průběhy Wiebeho funkce:

Tab. 2-0. Experimentálně zjištěné koeficienty Wiebeho funkce pro různá paliva

Palivo	Koeficient a	Koeficient m
Benzín	10	2
Nafta	6,9	0,5
Metan	5	1
Methylalkohol	10	2

Experimentálně byly zjištěny hodnoty v tabulce 2.0. Tyto hodnoty se standardně používají při výpočtech. Jak je z tabulky patrné, jednotlivé koeficienty jsou závislé na typu paliva, které je použito. Na obrázku 4-5 je zobrazena bezrozměrná funkce prohořívání paliva pro různé parametry m. Koeficient m označuje Wiebe jako parametr charakteristiky hoření, protože určuje rozhodujícím způsobem tvar průběhu hoření. Na obrázku 4-6 je tedy znázorněn spálený podíl z celkového množství v závislosti na časovém podílu z celkové doby hoření paliva ve válci.

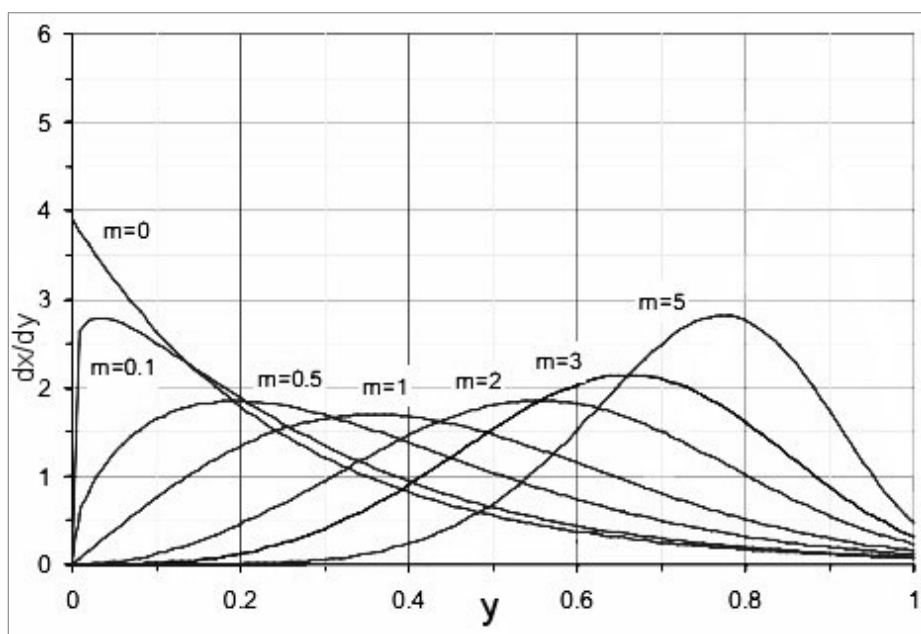


Obr. 4-5. Průběh Wiebeho funkce pro různé koeficienty m [9]

Derivujeme – li dx/dy , dostaneme průběhy hoření podle Wiebeho pro různé exponenty m . Tyto průběhy reprezentují jednotlivé intenzity hoření v daném okamžiku pro rozdílné parametry m . [9]

Pro derivaci platí:

$$\frac{dx}{dy} = a(m+1) \cdot y^m \cdot e^{-ay^{m+1}}$$



Obr. 4-6. Průběh hoření podle Wiebeho pro různé parametry m [9]

4.2.3 Doba hoření

Je zásadně ovlivňována typem paliva, které je použito. Do modelu je nutné zadat počátek a konec hoření. Změřit však tyto začátky a konce hoření je v praxi velmi obtížné. Používá se tedy úhel natočení klikového hřídele v rozmezí 10 – 90 % shořené směsi. U vznětových motorů je vzhledem k jinému způsobu zapálení paliva počátek a konec lépe měřitelný. Proto se pro praktický výpočet udává rozmezí shoření paliva 0 – 100 %.

Aby bylo možné zjistit konkrétní hodnotu, kterou bude nutné zadat do výpočetního modelu, je možné ji získat dle následujícího vzorce, který je v praxi používán pro zážehové a vznětové motory – karburátory, vstřikování (přímé, nepřímé).

$$10 - 90\% [^\circ] = 20 \cdot \left(\frac{d}{z}\right) + 0,6 \cdot \left(\frac{n \cdot z}{30} - 11\right) \quad (1)$$

kde:

d.....vrtání [m]

z.....zdvih [m]

n.....otáčky motoru [min^{-1}]

4.2.4 Časování zážehu

Stejně jako doba hoření je i časování zážehu závislé na typu použitého paliva. U zážehových motorů je velmi obtížně změřitelné. V praxi se tedy používá hodnota úhlu natočení klikového hřídele, při kterém je spáleno 50% směsi paliva a vzduchu. Obvykle je používána hodnota 10° natočení klikového hřídele za horní úvratí.

4.3 Tvorba modelu motoru Škoda 100

Pro modelování motoru již zmiňovaného závodního vozu Škoda 100 bude použit program Ricardo Wave. Před vlastní tvorbou je nutné nadefinovat podmínky, za kterých bude probíhat simulace. Nejprve program vyzývá k zadání názvu tvořeného modelu. Dále je nutné nadefinovat atmosférické podmínky.

Teplota nasávaného vzduchu: 25°C (298 K).

Tlak vzduchu: 99 Kpa.

Je také nutné nadefinovat počet cyklů. Nevíme však, kolik cyklů bude pro naši simulaci potřeba. Nastavíme tedy standardní hodnotu pro simulování zážehového motoru, která je 30 cyklů. Tento počet cyklů je pro naši simulaci dostačující. Bude-li stačit menší počet cyklů pro získání výsledků, bude simulace automaticky zastavena.

V modelu je několik typů paliv, která mají předdefinované vlastnosti. Je tedy nutné zvolit pouze vhodné palivo. V našem případě to bude benzín.

Ve chvíli, kdy jsou tyto přípravné kroky hotové, můžeme přejít k vlastní tvorbě modelu spalovacího motoru.

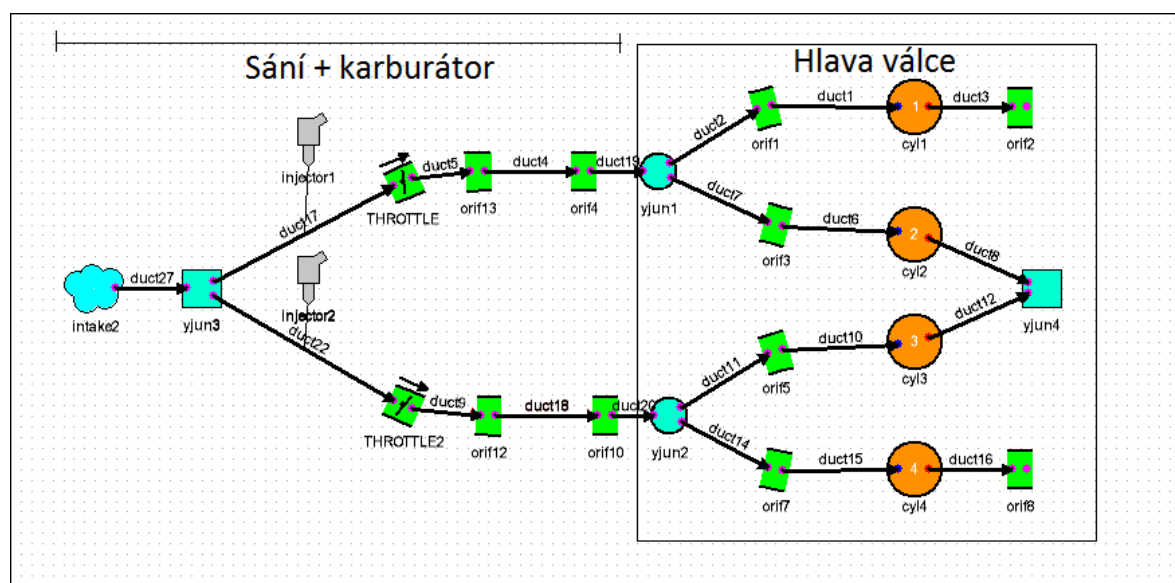
Vlastní tvorba modelovaného motoru probíhá v grafické části programu Ricardo Wave.

4.3.1 Tvorba a definice válce

Válec je reprezentován prvkem Engine cylinder, který je obsažen v souboru elementů. Pro válec je nutné nadefinovat základní geometrické parametry dle skutečného motoru. Až jsou nadefinovány jednotlivé válcové jednotky, může být vytvořen blok, který pomyslně prováže jednotlivé válce a je možné nastavovat další parametry hromadně.

Při dvojitém kliknutí na takto vytvořený blok vyskočí dialogové okno, do kterého se zadává velké množství parametrů.

Dříve než bude vytvořen blok motoru, je nutné provést základní definice jednotlivých válců separátně.

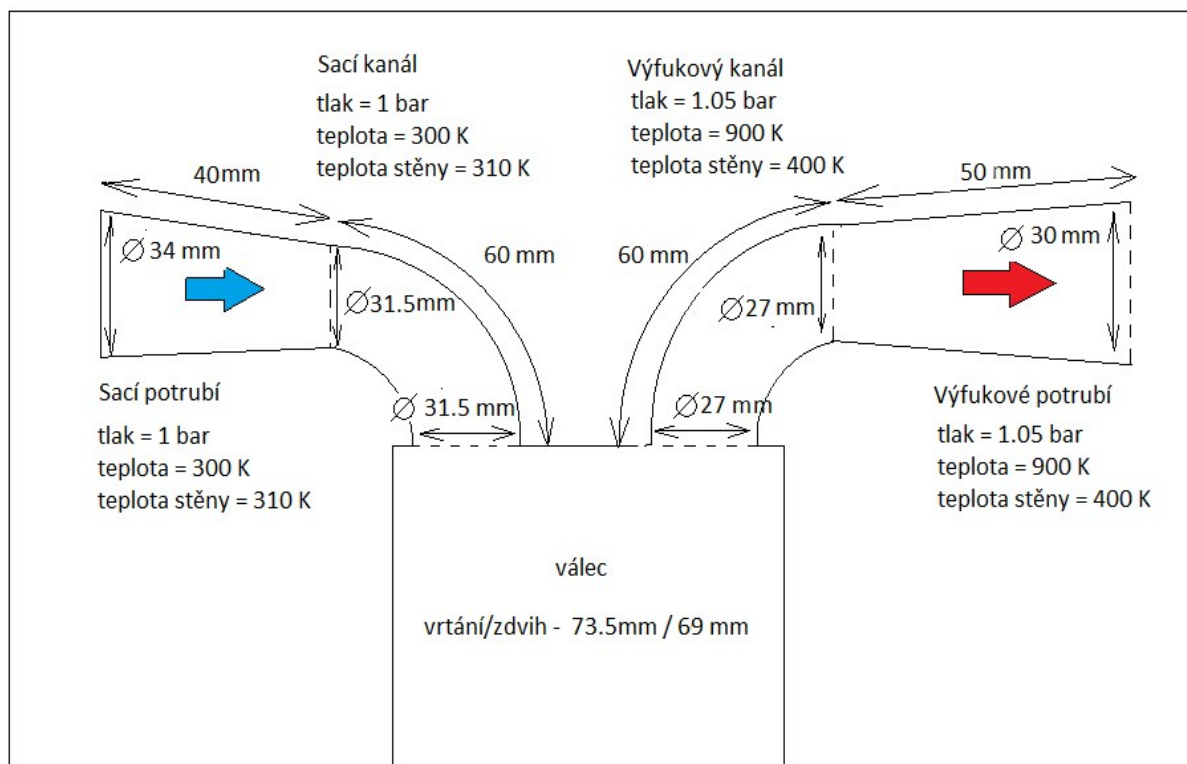


Obr. 4-7. Hlava válců a sání vymodelované v prostředí Wave build. [autor]

Na obrázku 4-7 jsou vymodelovány sání a hlava válců dle modelovaného motoru. Orámovaná část reprezentuje jednotlivé válce, sací a výfukové kanály, jejichž přesná geometrie byla odměřena díky odlití kanálů speciální pryskyřicí. V příloze D je kompletní metodika odlévání kanálů a fotografie dokumentující průběh práce. Pro všechny jednotlivé prvky, které byly popsány v kapitole 4.1.2, je potřeba nadefinovat jejich geometrii dle naměřených hodnot.

4.3.2 parametry válcové jednotky

Dle obrázku 4-8 byly nastaveny parametry válce, sacích kanálů, výfukových kanálů a navazujících sacích a výfukových potrubí. Uvedené parametry je nutné nastavit pro každé potrubí (duct) jednotlivě. Po dvojitém kliknutí na schematickou značku potrubí se otevře okno, do kterého se jednotlivé parametry zadávají.



Obr. 4-8. Schéma s parametry válcové jednotky, sání a výfuku [autor]

4.3.3 Získání geometrických parametrů sání a výfuku

Aby bylo možné přesně nastavit geometrické parametry sacích a výfukových kanálů, je nutné jednotlivé hodnoty přesně naměřit. To však není vzhledem ke složitosti kanálů možné. Proto byly zhotoveny modely sacích a výfukových kanálů.

K vyplnění kanálů byla použita speciální pryskyřice ESSIL 125 a katalyzátor na vytvrzení. Přesný postup a metodiku vylévání jednotlivých kanálů včetně fotodokumentace je možné nalézt v příloze D.



Obr. 4-9. Kompletní modely sacích a výfukových kanálů [autor]

Pro jednotlivé prvky potrubí nastavujeme délky a průměry na obou jejich koncích, což definuje tvar, který je schematicky vykreslen v grafickém poli, viz obrázek 4-10. Důležitým parametrem je nastavení diskretizační délky potrubí. Tato délka rozděluje potrubí na jednotlivé sub-elementy, které jsou řešeny odděleně, což značně zpřesňuje výpočet.

Pro sací a výfukové kanály se diskretizační délka potrubí vypočítá z empirických vzorců dle Ricardo Wave. Díky experimentům byl zjištěn následující vztah mezi diskretizační délkou (dx) a vrtáním válce motoru (B).

Pro sání:

$$dx = 0,45 \cdot B \quad [\text{mm}]$$

Pro výfuk:

$$dx = 0,55 \cdot B \quad [\text{mm}]$$

Konkrétní výpočet pro modelovaný motor:

Pro sání:

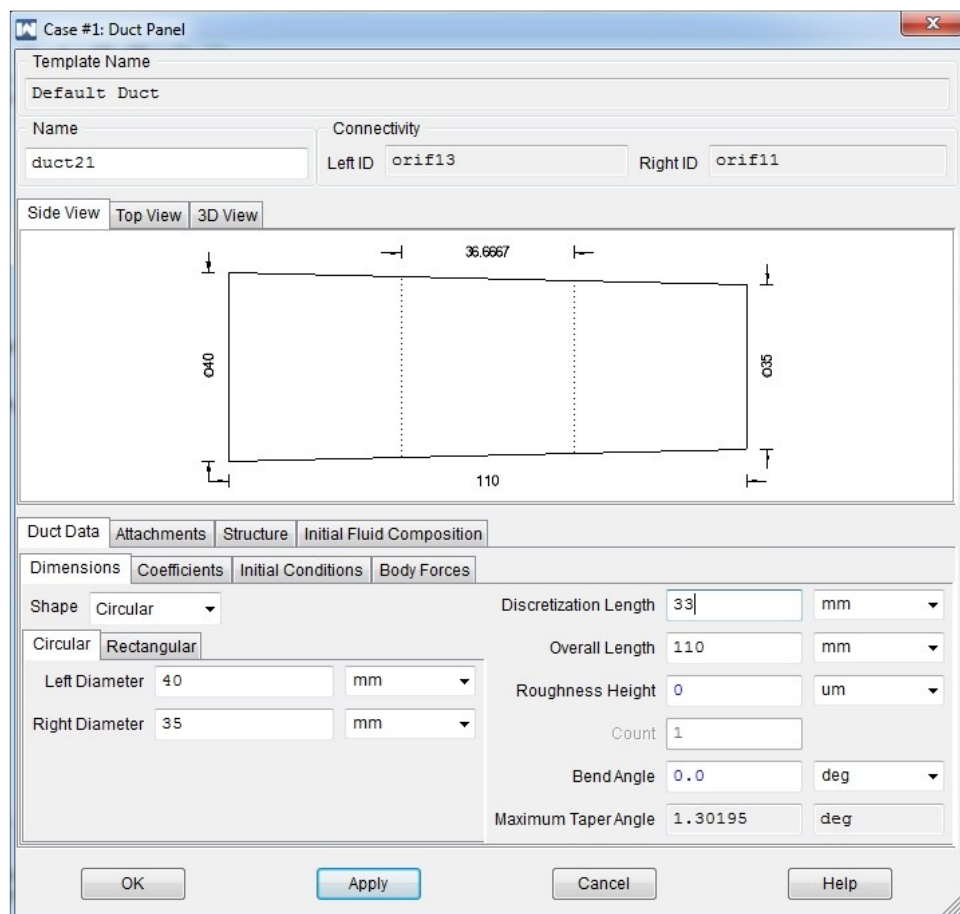
$$dx = 0,45 \cdot 73,5 = 33,075 \rightarrow 33 \quad [\text{mm}]$$

Pro výfuk:

$$dx = 0,55 \cdot 73,5 = 40,425 \rightarrow 40 \quad [\text{mm}]$$

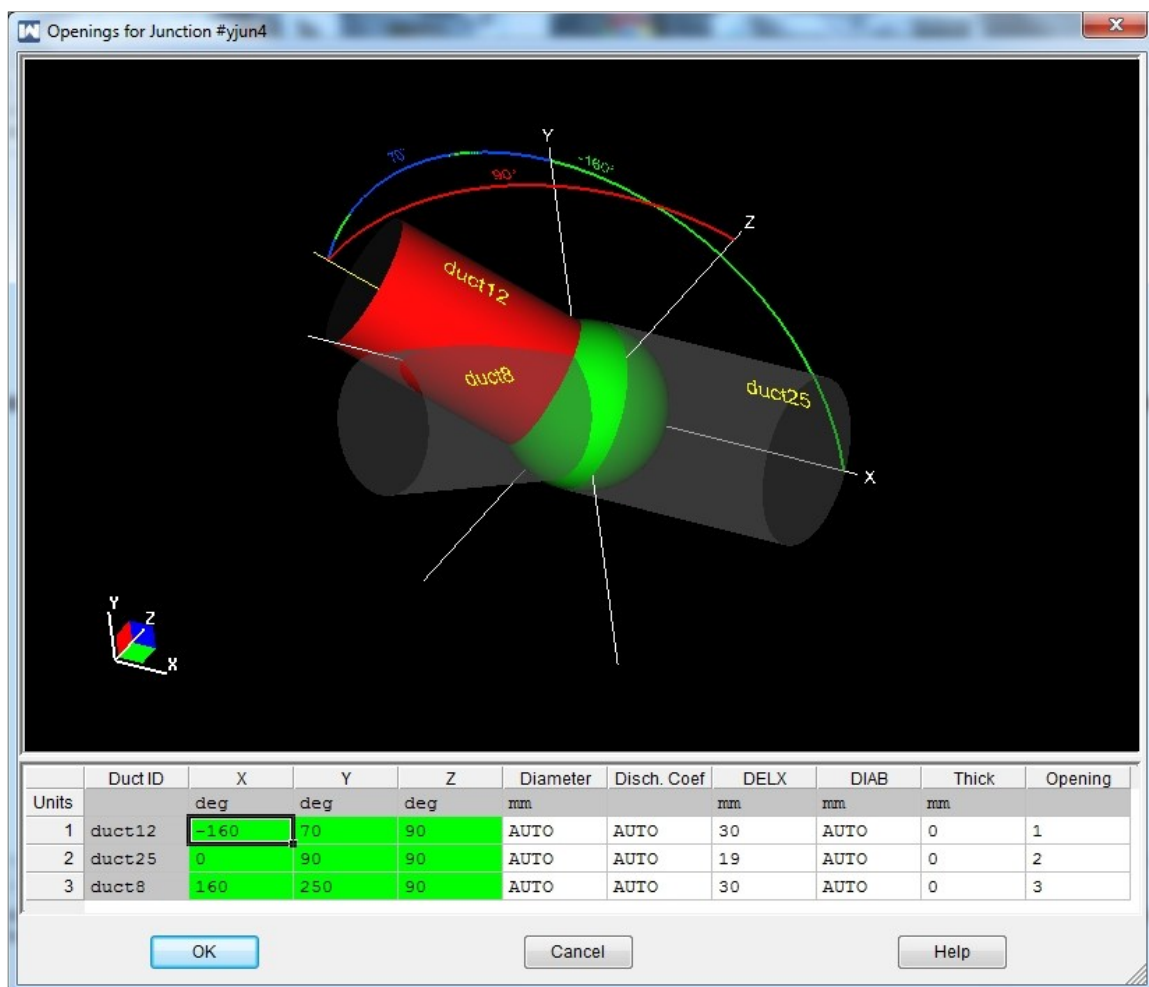
Dále se v Duct panelu dají nastavit koeficienty tření a koeficienty prostupů tepla. Je možné vybrat tvar potrubí, který bude použit (kruhový, obdélníkový) a nastavit úhel ohybu potrubí.

Vymodelované potrubí je možné si prohlédnout ve zjednodušeném 3D schématu. Na závěr se nastavují okrajové podmínky – teplota nasávaného vzduchu, teplota stěn potrubí a tlak.



Obr. 4-10. Duct panel – nastavování parametrů potrubí [autor]

Z obrázku 4-9 je patrné, že se některé sací a vyfukovací kanály sjednocují do jednoho společného potrubí o větším průměru. Tento případ se řeší pomocí prvku Y-junction, neboli křížení. Pro křížení se musí nastavit některé parametry velmi podobné s parametry nastavovanými u potrubí. Místo styku je nahrazeno pomyslným kulovým objemem, který vzniká po zadání požadovaného průměru. Aby bylo modelování styku dvou potrubí co možná nejpřesnější, je nutné nastavit orientaci jednotlivých potrubí v prostoru pomocí souřadnic. Dále je také nutné, zadat vzdálenosti mezi jednotlivými spojeními, viz obrázek 4-11.



Obr. 4-11. Nadefinování místa křížení potrubí [autor]

Jestliže máme takto nadefinovaná všechna křížení a potrubí, která se v modelu nacházejí, můžeme přejít k dalšímu kroku, kterým je nadefinování válcové jednotky. Opět je nutné znát množství reálných vstupních údajů odpovídajících co nejpřesněji modelovanému motoru. Definice parametrů válcové jednotky je asi nejsložitější částí při tvorbě modelu. Nejde pouze o vyplnění základních údajů geometrie válce, ale taktéž o nastavení termodynamického modelu hoření, časování ventilů, modelu prostupů tepla a dalších hodnot.

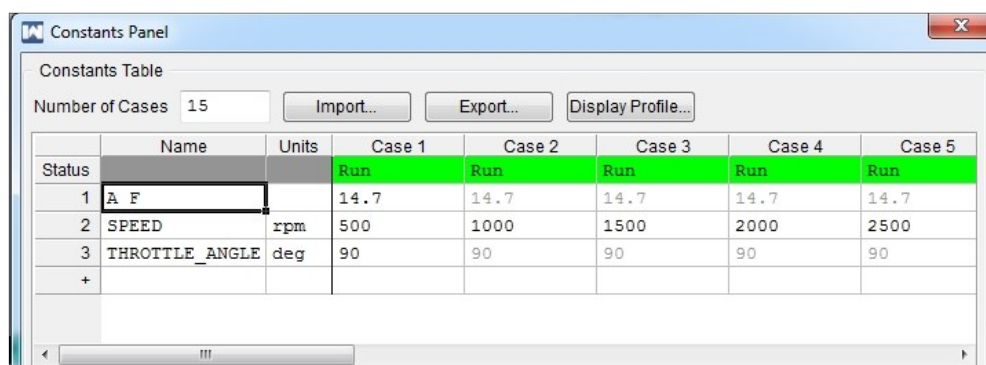
4.3.4 Rekapitulace vstupních údajů

Tab. 3.0.

Parametry motoru Škoda 100	
Počet válců	4
taktnost	čtyřdobý
typ	zážehový
vrtání	73,5
zdvih	68
Kompresní poměr	11,6
Délka ojnice	135
Vyosení pístního čepu	0

Po nadefinování základních parametrů, viz tab. 3.0, je nutné nadefinovat operační parametry motoru. Operačními parametry jsou myšleny otáčky motoru, referenční tlak a referenční teplota. Pro určení referenčního tlaku a teploty jsem vycházel z předpisu 80/1296 EHS. Aby bylo možné zobrazit průběh výkonu a momentu v závislosti na otáčkách, je nutné nadefinovat otáčky jako proměnnou.

V tabulce operačních parametrů definujeme proměnné pomocí složených závorek. Pro otáčky jsem zvolil proměnnou s názvem {SPEED}, která po zadání jednotek [rpm], odpovídá otáčkám motoru za minutu. Pro otáčky je pak nutné natavit rozmezí otáček a krok. V tomto případě se budou otáčky pohybovat v rozmezí 500 – 7500 ot/min. Krok otáček bude 500 ot/min. Tato proměnná SPEED bude zadána do tabulky konstant. V tabulce konstant je dále nutné nastavit pro dané rozmezí otáček parametr Air-Flow, neboli hmotnostní množství vzduchu v poměru k palivu, které odpovídá hodnotě $\lambda = 1$ a úhel natočení škrticí klapky. Nastavení škrticí klapky bude zmíněno detailně v další části práce.



Constants Panel							
Constants Table							
Number of Cases		15	Import...	Export...	Display Profile...		
	Name	Units	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5
Status			Run	Run	Run	Run	Run
1	A F		14.7	14.7	14.7	14.7	14.7
2	SPEED	rpm	500	1000	1500	2000	2500
3	THROTTLE_ANGLE	deg	90	90	90	90	90
+							

Obr. 4-12. Tabulka konstant. [autor]

Obr. 4-13. Hlavní parametry motoru. [autor]

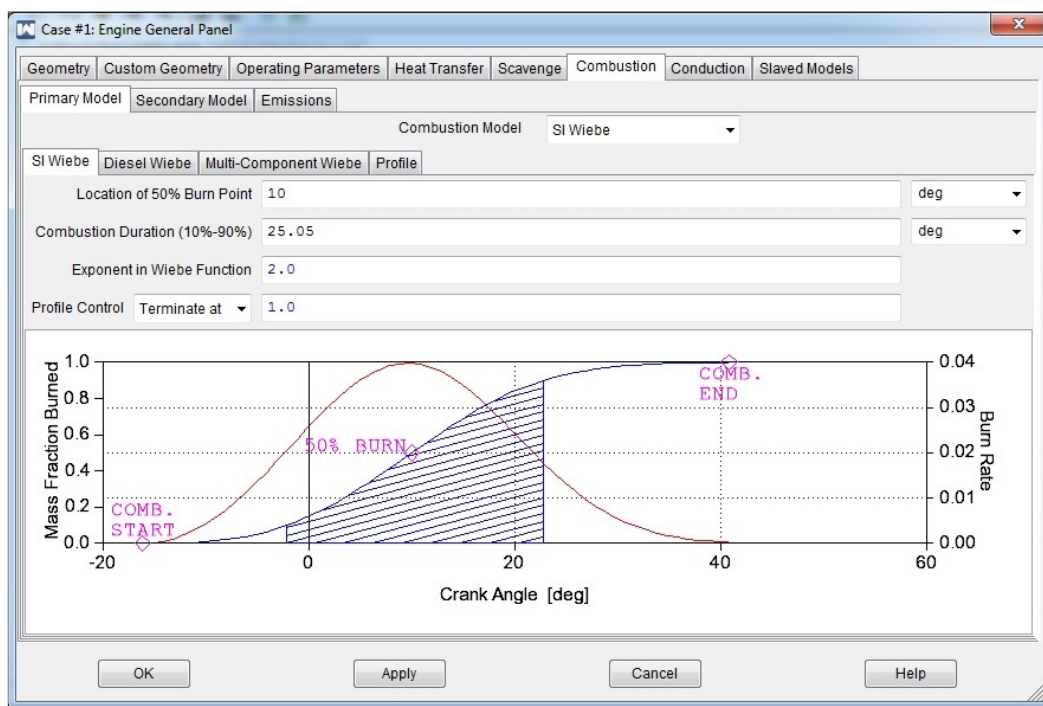
Po nastavení základních geometrických parametrů válcové jednotky je nutné nadefinovat velmi podstatnou část modelu, kterou je termodynamický model hoření a jeho parametry. Teorie termodynamického modelu hoření byla popsána v kapitole 4.2.1, nyní bude názorně ukázána aplikace v Ricardo Wave. Použitý model hoření podle Wiebeho se nachází v záložce Combustion (spalování). Nejprve je nutné vybrat typ zapalování v záložce „Engine type“. V našem případě se jedná o zapalování pomocí elektrické jiskry, tedy Spark ignition. Tohle zadání umožní vykreslit základní průběh Wiebeho funkce. Jak již bylo zmíněno, na vykreslený průběh Wiebeho funkce mají vliv tři hodnoty, kterými jsou:

- okamžik, kdy je spáleno 50% směsi,
- doba hoření,
- Wiebeho exponent.

Okamžik kdy je spáleno 50 % směsi volím 10 ° natočení klikového hřídele za horní úvratí, Wiebeho exponent volím jako $m = 2$ dle tabulky paliv a exponentů k nim přiřazeným. Orientační doba hoření v maximálních otáčkách je vypočtena dle vzorce:

$$10 - 90\% [^\circ] = 20 \cdot \left(\frac{73.5}{69}\right) + 0.6 \cdot \left(\frac{7500 \cdot 69}{30} - 11\right) = 25,05^\circ$$

Na následujícím obrázku je průběh Wiebeho funkce dle zadaných parametrů.



Obr. 4-14. Grafické zobrazení průběhu hoření podle Wiebeho. [autor]

Ve chvíli, kdy jsou definovány všechny potřebné parametry pro válcovou jednotku, nastavují se parametry ventilů, aby byla dokončena definice hlavy válců. Jednotlivé ventily se přiřazují zvlášť pro každý válec. U modelovaného motoru Škoda 100 připadá na každý válec jeden sací a jeden výfukový ventil. Pro modelování v programu Ricardo Wave volím jako typ ventilu lift, tedy zdvihový. Protože je u modelovaného motoru použit rozvod OHV je nutné použít k výslednému natavení zdvihu ventilu multiplikátor. Pro každý válec se vytvoří požadovaný počet ventilů a pro každý vytvořený ventil se přiřazuje typ (výfukový, sací).

Po dvojitém kliknutí na daný typ ventilu se otevře Lift valve editor – okno, kde je možné nastavit zdvih ventilu, referenční průměr a průtokový koeficient. Maximální zdvih a dobu trvání při otevření lze dále editovat multiplikátory, které mění tyto hodnoty dle hodnoty nastavené v kolonce multiplikátoru. Vrchol výfukového palce je 110° před horní úvratí a vrchol sacího palce je 100° za horní úvratí (TDC).

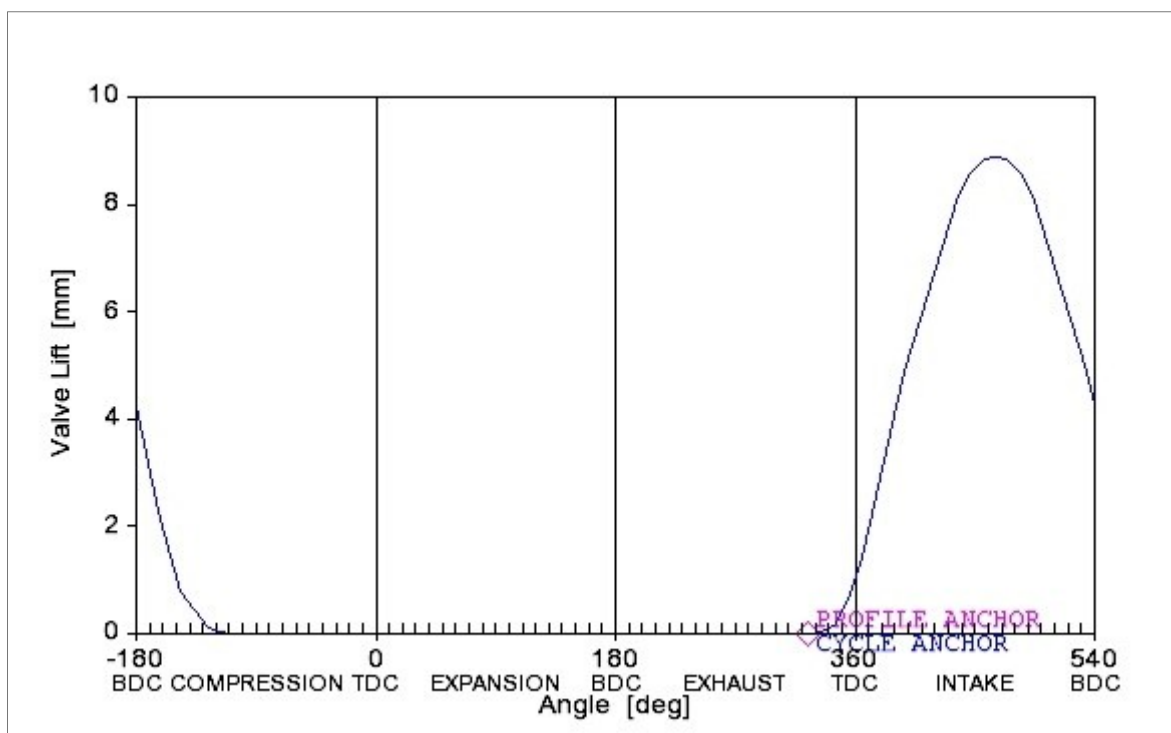
Časování ventilů pro modelovaný motor Škoda 100:

sací otevřen (SZ) 35° před HÚ

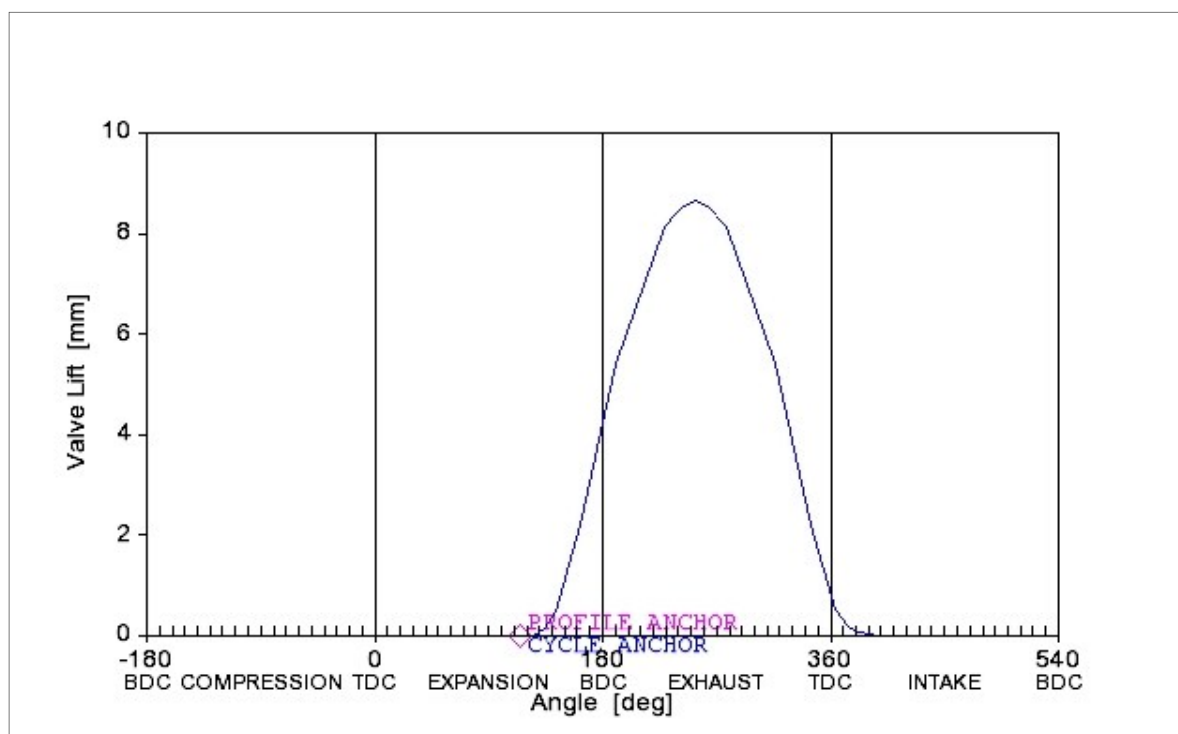
sací uzavřen (SZ) 65° po DÚ

výfukový otevřen (VO) 65° před DÚ

výfukový uzavřen (VZ) 35° po HÚ



Obr. 4-15. Časování a zdvih sacího ventilu [autor]



Obr. 4-16. Časování a zdvih výfukového ventilu [autor]

Ve chvíli, kdy jsou v modelu nastaveny zdvihové křivky, časování a referenční průměry ventilů, je nutné nastavit koeficienty proudění pro každý ventil. Tyto hodnoty lze zjistit pomocí makra, které nabízí přímo program Ricardo Wave. Výstupní hodnoty jsou však poměrně nepřesné. Mnohem přesnějších hodnot lze dosáhnout praktickým měřením průtoku při experimentálním zkoušení. Další možností, kterou lze využít, je 3D CFD simulace, kterou lze provádět pouze v případě, že máme k dispozici 3D model sacích a výfukových kanálů. Tvorba 3D modelu kanálů, bude detailněji probrána v další části práce.

4.3.5 Tvorba karburátoru

V prostředí Wave build není možnost vložit jako samostatný element karburátor. Je nutné jej vytvořit z jednotlivých sub elementů. Na výběr je množina různých typů vstřikovačů paliva. Pro tvorbu karburátoru je vhodné použít vstřikovač typu Proportional injector.

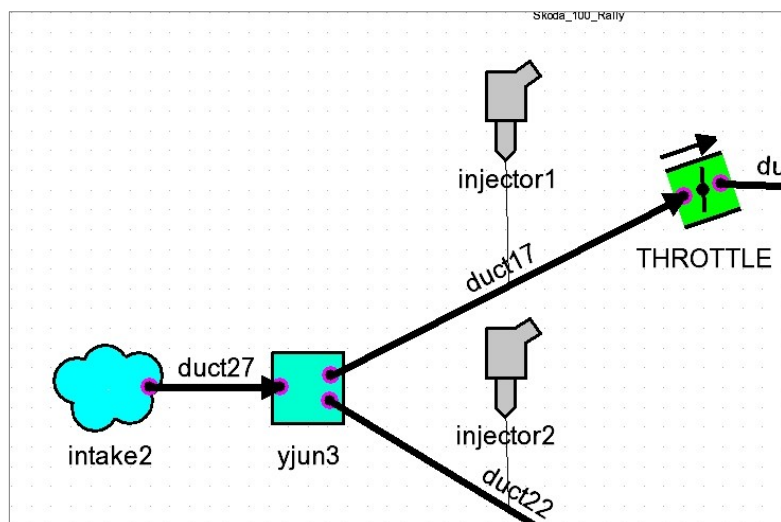
Proportional injector:

Jedná se o vstřikovač, který kontinuálně vstřikuje palivo do prvku na který je napojen. Uvolňuje palivo v závislosti na množství vzduchu, který proudí potrubím, přičemž je pevně nastaven směšovací poměr neboli air-flow ratio. Protože při plném otevření škrticí klapky je karburátorem udržována konstantní hodnota λ , stačí nastavit požadovanou hodnotu poměru vzduchu vůči palivu na konstantní hodnotu. Kdybychom chtěli do poměru vzduch/palivo zasahovat, nadefinujeme směšovací poměr jako proměnnou $\{1/A_F\}$, kterou dále přeneseme do tabulky konstant. V celém spektru otáček se bude objevovat jediná hodnota, kterou však můžeme pro libovolnou hodnotu otáček měnit, je-li to žádoucí.

Pro vstřikovací trysku se nastavuje množství parametrů. Po umístění prvku Proportional injector na pracovní plochu a připojení k požadovanému potrubí, dvojklikem otevřeme okno, do kterého se zadávají parametry. Základním parametrem je poměr vzduch/palivo. V simulačním modelu je doporučeno použít poměr 14,7:1, což reprezentuje poměr, který je popisován jako $\lambda = 1$. Jestliže $\lambda = 1$ směs se nazývá stechiometrická. V případě, že $\lambda < 1$ jedná se o bohatou směs a když $\lambda > 1$ je výsledná směs chudá.

Po přiřazení vstřikovače danému potrubí načte tento prvek délku tohoto potrubí a požaduje zadání přesné polohy. Poloha je zadávána v mm od levého okraje potrubí. V našem případě má délka potrubí, respektive trumpetka karburátoru délku 169 mm, přičemž tryska je ve vzdálenosti 90 mm od vstupního otvoru trumpetky.

V další záložce okna se nastavují parametry jako je teplota směsi paliva a vzduchu, průměr trysky, úhel vstřiku, pod kterým se šíří palivo a další parametry.

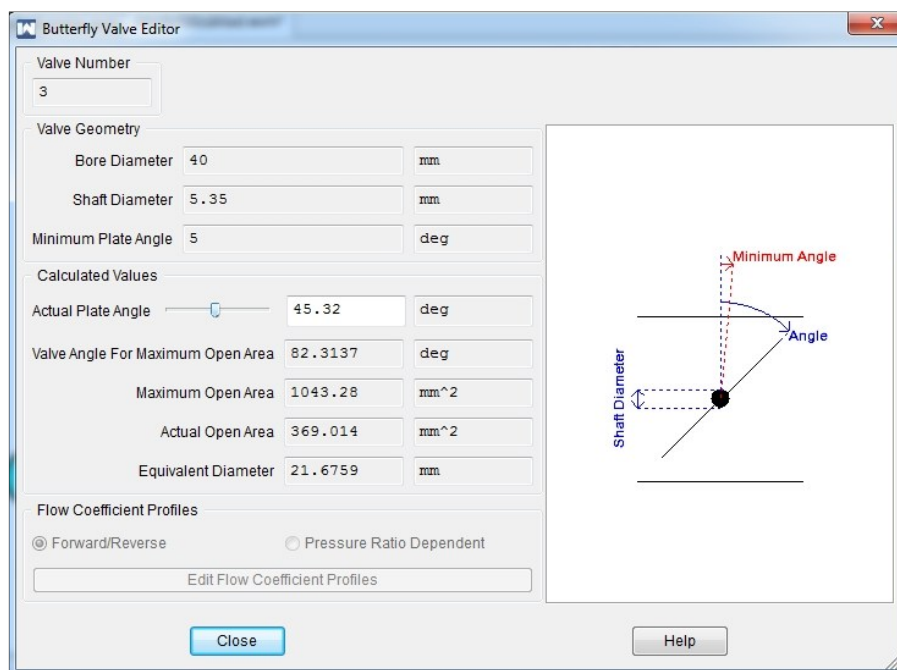


Obr. 4-17. Vstřikovače napojené na potrubí. [autor]

Dalším prvkem, který tvoří karburátor je škrticí klapka. Ta je tvořena prvkem valve a podskupinou throttle valve. Po umístění prvku na plochu jej editujeme dvojitým kliknutím. Pro škrticí klapku je nutné nastavit několik parametrů, které ovlivňují průtok potrubím. Aby bylo možné škrticí klapkou pohybovat v rozmezí otáček a měnit tak průtok vzduchu, je nutné nadefinovat novou proměnnou, která je v tomto modelu pojmenována jako {THROTTLE_ANGLE}. Protože se jedná o charakteristiku „na plný plyn“, je nastavena klapka do polohy, která zajišťuje maximální průtok vzduchu 90°. Tento průtok je však ovlivňován průměrem osičky, na které je připevněna samotná klapka. Je tedy nutné zadat průměr osičky, na které je umístěna škrticí klapka. Umístění škrticí klapky je definováno místem připojení k potrubí. Na závěr je nutné nadefinovat minimální úhel natočení škrticí klapky.

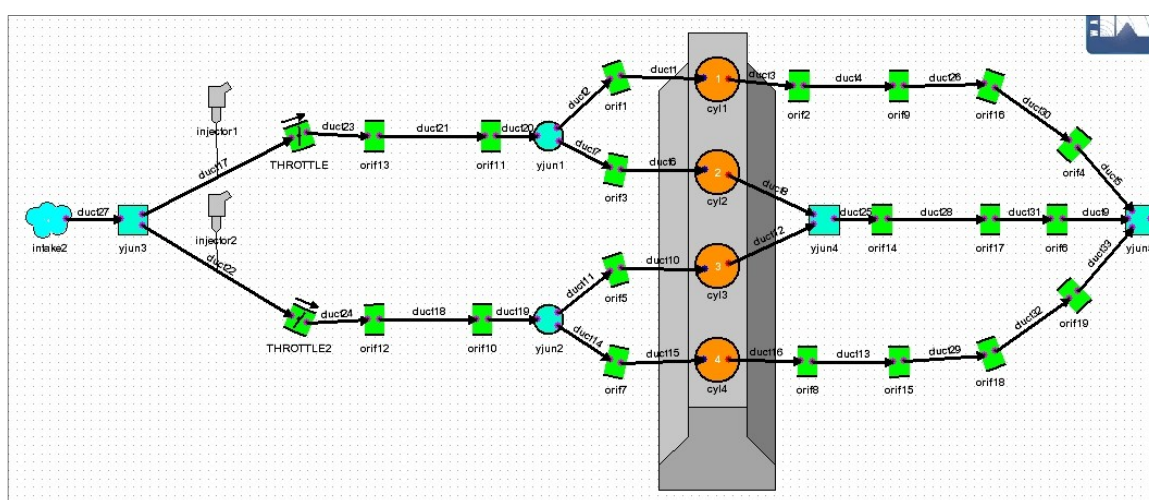
průměr klapky.....40 mm
 průměr osičky5,35 mm
 minimální otevření klapky.....5°
 umístění klapky od počátku trumpetky.....169 mm

Nyní je plně nadefinován karburátor. V našem konkrétním případě se jedná o dvojitý karburátor Weber DCOE 40. Zadávané hodnoty byly zjištěny měřením. Protože je karburátor dvojitý, je nutné pro každou větev sání nadefinovat vstřikovač, škrticí klapku a parametr potrubí zvlášť.



Obr. 4-18. Parametry škrticí klapky [autor]

Sání není otevřené, trumpetky karburátoru jsou umístěny pod prachovým filtrem, který je modelován prvkem u kterého se dá nadefinovat jeho objem. Tento objem reprezentuje skutečný objem, který tvoří uzavřený filtr. K modelování takovýchto částí se v programu Ricardo Wave užívá prvku Y-Junction. Nyní máme nadefinováno kompletně sání. Na závěr je nutné ke vstupu sání připojit prvek ambient, který reprezentuje okolí motoru a definuje se u něj okolní teplota nasávaného vzduchu a tlak. Na obrázku 4-19 je hotový model s kompletně nadefinovaným sáním a vytvořeným blokem motoru.

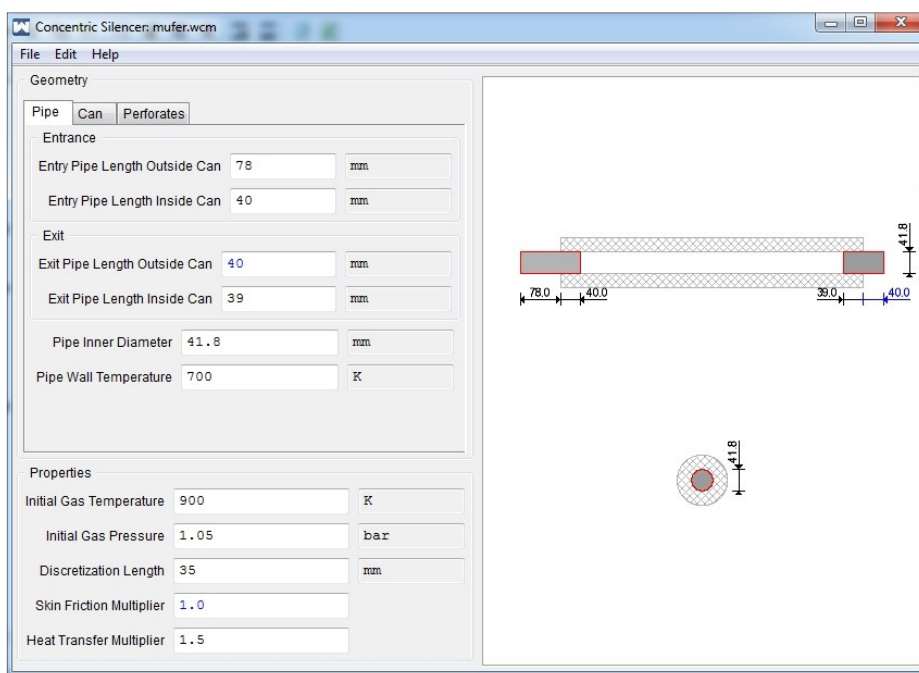


Obr. 4-19. Model s kompletním sáním a blokem motoru [autor]

4.3.6 Tvorba a definice výfukového traktu

Výfukové svody byly modelovány na základě měření skutečného výfukového traktu. Definice probíhá stejně jako u traktu sacího. Model je tedy tvořen pomocí prvků duct a orifice. Novým prvkem je silencer, který reprezentuje tlumič výfuku. Aby bylo možné tento prvek použít, je nejprve nutné nadefinovat jednotlivé geometrické parametry. Po ukončení definice se prvek silencer uloží do seznamu elementů, odkud je možno jej umístit na pracovní plochu.

Definuje se pro něj množství parametru jako je geometrie vstupních a výstupních průměrů, vnitřní geometrie pláště, vnější geometrie pláště, počet děr, materiál výplně a další.



Obr. 4-20. Definice geometrických parametrů tlumiče výfuku [autor]

Při nastavování jednotlivých parametrů jsou zadávané hodnoty graficky znázorňovány v pravé části okna. Dále se definuje teplota proudícího plynu, diskretizační délka, přestup tepla do okolí prostřednictvím multiplikátoru.

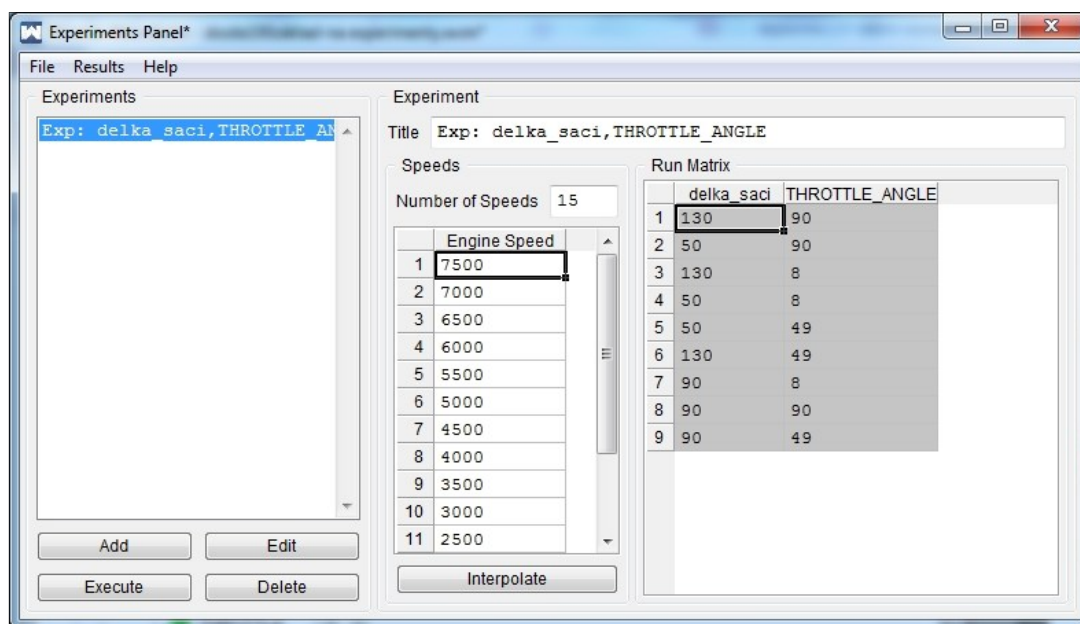
Po umístění nadefinovaného tlumiče na plochu a provázání s modelem se stejně jako u sání umísťuje na výstup z tlumiče výfuku prvek ambient, který reprezentuje okolí, do kterého uniká proudící plyn z tlumiče výfuku.

Fotografie z měření jsou umístěny v příloze A. Model je kompletní. Nyní je možné přejít k simulaci a vyhodnocení výsledků prostřednictvím post-procesoru.

4.3.7 Ricardo Wave experiment

Chceme – li dosáhnout maximálních výkonů, ale nejsme schopni určit nejvýhodnější parametry vačky, délky sacích a výfukových potrubí, jejich průměry, časování ventilů a dalších hodnot, je možné použít experiment.

Pro získání co nejlepších výsledných hodnot vybereme požadované konstanty, které zadáme jako vstup pro experiment. Tyto hodnoty budou v průběhu experimentu měněny podle požadovaného intervalu a v zadaném rozsahu otáček.



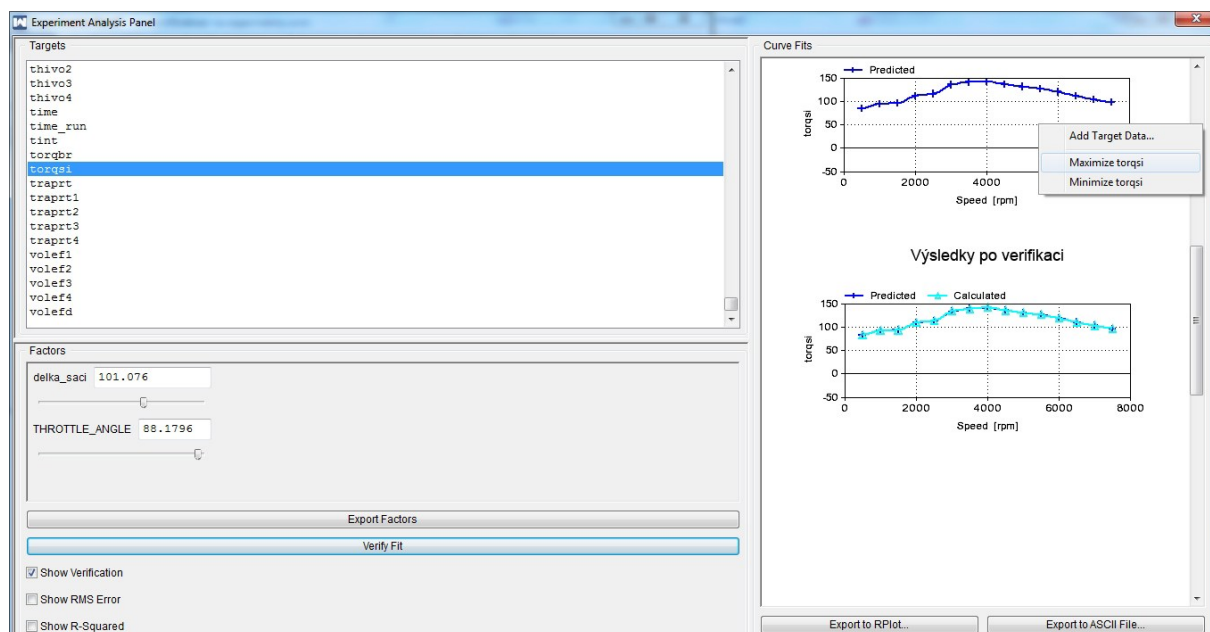
Obr. 4-21. Nastavení experimentu pro délku sacího potrubí a úhlu otevření škrticí klapky [autor].

Z obrázku je patrné, že budeme v zadaném rozsahu měnit délku sacího potrubí a pro lepší demonstraci výsledků experimentu i úhel natočení škrticí klapky, tím tedy budeme měnit průtok vzduchu sacím traktem. Aby bylo možné měnit délky sacího potrubí a úhel natočení škrticí klapky, je nezbytné tyto vstupní hodnoty předdefinovat v tabulce konstant.

Je – li vše nadefinováno, můžeme přejít k vlastnímu experimentu. Ke spuštění slouží tlačítko Execute.

Jakmile je experiment vyhodnocen, vybereme si ze seznamu charakteristik tu, která nás bude nejvíce zajímat a hlavně charakteristiku, kterou budeme chtít dále optimalizovat. Experiment neslouží pouze k tomu, abychom byli schopni sledovat plynulé změny pozorovaných veličin v rozsahu otáček, ale také k jejich optimalizaci.

Řekněme, že nás bude zajímat točivý moment motoru a budeme požadovat, abychom dosáhli jeho maxima změnou nastavení hodnot, které jsme použili jako vstupní (délka sacího potrubí a natočení škrticí klapky).



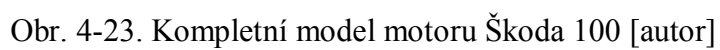
Obr. 4-22. Vyhodnocení experimentu a verifikace [autor]

Ze seznamu sledovaných nabízených charakteristik vybereme torqs₃, která odpovídá točivému momentu motoru. Kliknutím pravým tlačítkem na průběh momentu vyskočí okno, ve kterém máme možnost vybrat maximalizaci, či minimalizaci momentu motoru.

Sice nalezneme maximum momentu vzhledem ke změně vstupních hodnot, nelze však konstatovat, že nalezený průběh momentu je pro nás nejvýhodnější.

K ověření správnosti výsledku slouží verifikace – tlačítko verify fit. Po ukončení verifikace, zaškrtneme v nabídce show verification a zobrazí se křivka sloužící pro verifikaci. Jestliže křivka po verifikaci opisuje původní křivku momentu, můžeme dané nastavení považovat za optimální vzhledem k požadavku maximalizace momentu. Je však zřejmé, že pro nás může být přínosnější měnit parametry ručně. Můžeme totiž hledat hodnotu maximálního momentu motoru pro námi stanovené otáčky, tedy otáčky, ve kterých se nejčastěji pohybujeme. Tohoto můžeme dosáhnout, budeme – li měnit například geometrické parametry sání a výfuku.

Ve chvíli, kdy dosáhneme požadovaných výsledků, stačí použít tlačítko Export factors a hodnoty získané experimentem budou automaticky přepsány a nastaveny do modelu jako výchozí. Při každé další simulaci budou použity tyto hodnoty získané experimentem.

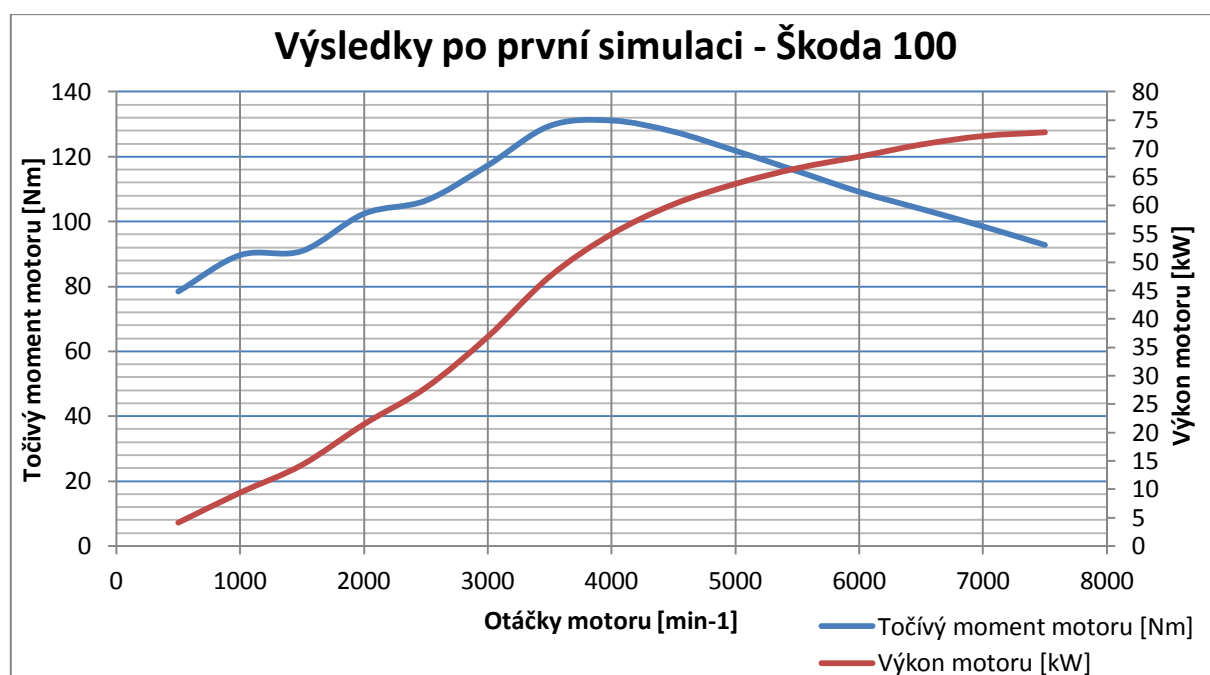


4.4 Simulace a její výsledky

Jakmile je ukončen a plně nadefinován model, je možné spustit běh simulace. Jak již bylo zmíněno, běh simulace probíhá v „DOS“ okně. Je-li model nadefinován správně, simulace proběhne až do konce bez přerušení. V případě nesmyslně zadaných vstupních parametrů je simulace ukončena a uživatel je upozorněn chybovým hlášením, kde se chyba nachází.

Po úspěšném ukončení simulačního běhu je možné přejít do prostředí post-processoru, ve kterém jsou výsledky simulace vyhodnoceny a přeneseny do požadovaných grafických vyobrazení. V post-processoru nalezneme velké množství charakteristik a další charakteristiky můžeme k řešení zadat ještě před spuštěním simulace.

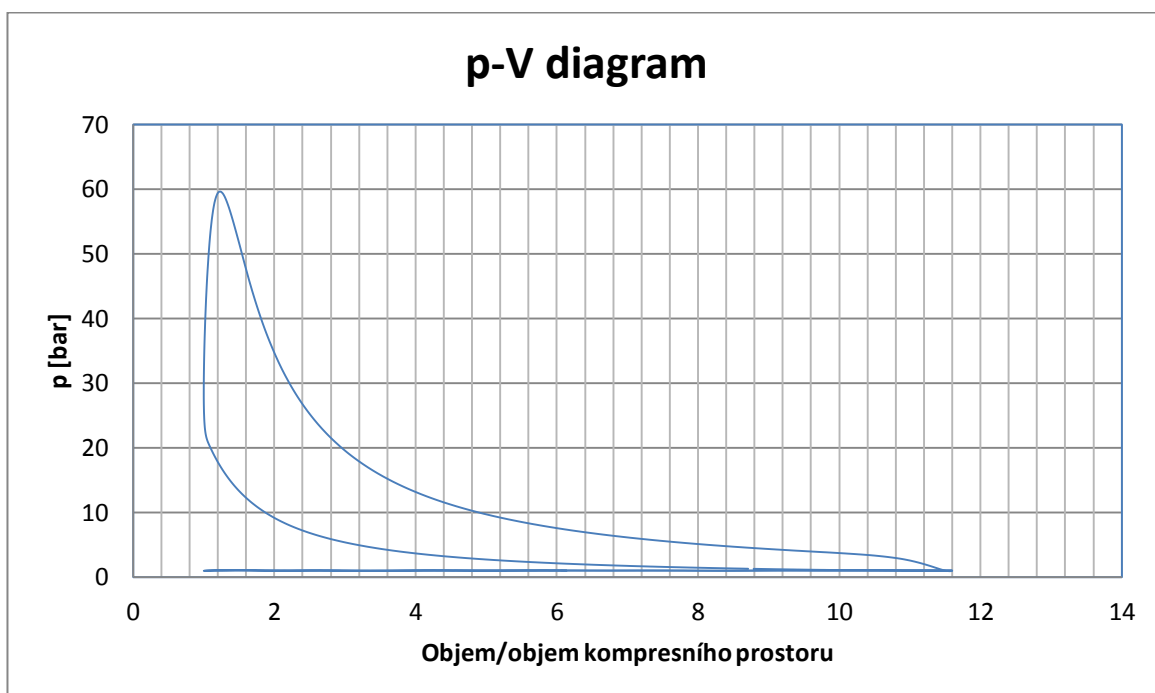
Základní nabízené charakteristiky jsou ukazatele oběhu jako p-V diagram, tlaky v jednotlivých válcích, proudění vzduchu jednotlivými potrubími, průběhy tlaků jednotlivými potrubími, průběhy teplot a další. Nejvíce nás však budou zajímat výkonnostní charakteristiky jako průběh momentu a výkonu motoru, aby jej bylo možné porovnat se skutečným průběhem momentu a výkonu, který získáme experimentálním měřením na válcové zkušebně. Výsledná data lze z jednotlivých grafů exportovat, což je přínosné při porovnávání jednotlivých průběhů, které lze sloučit do jednoho grafu pomocí programu Excel.



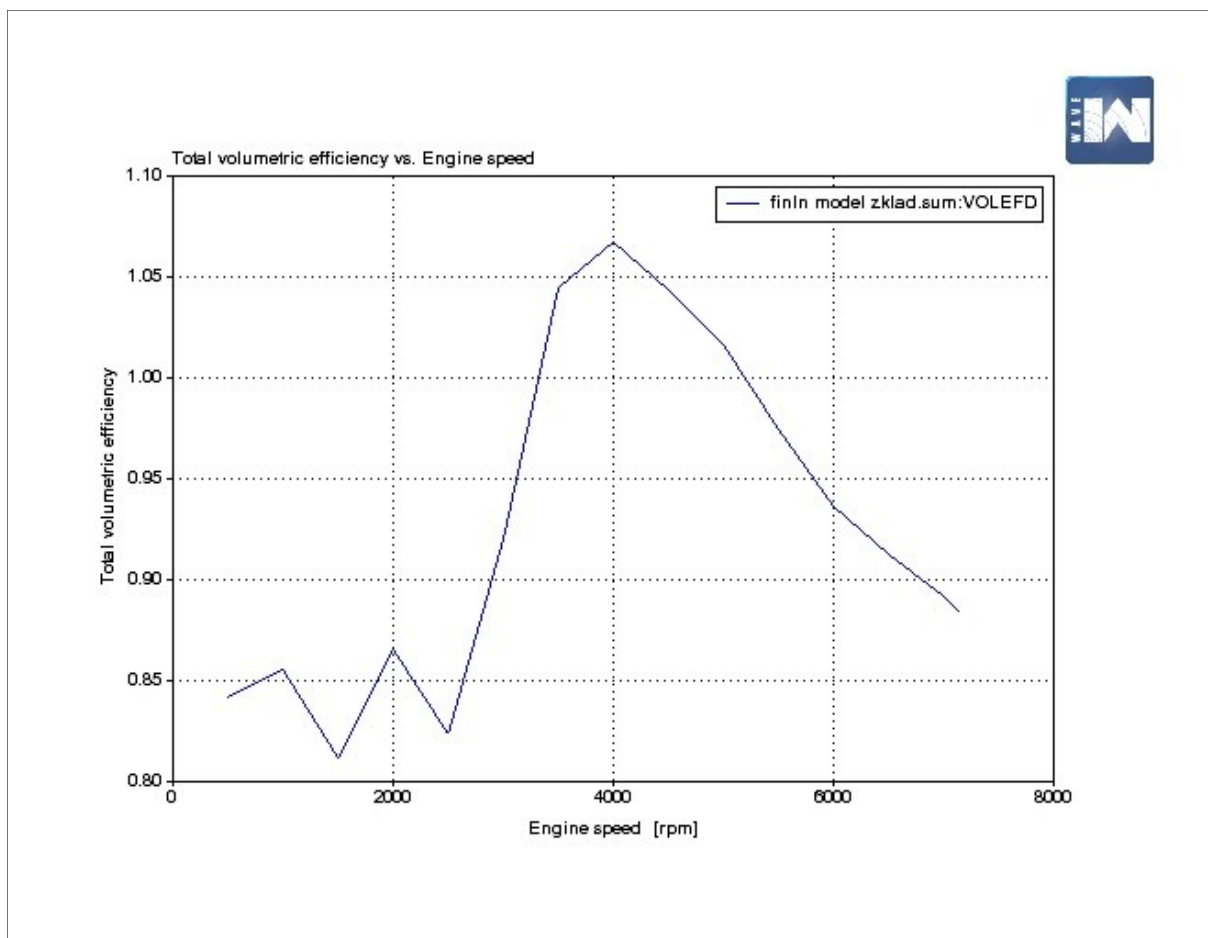
Obr. 4-24. Výsledky simulace [autor]

Výsledky simulace:

- maximální výkon motoru.....72,8 kW při 7500 min⁻¹,
- maximální moment motoru.....131Nm při 4000 min⁻¹.



Obr. 4-25. Indikátorový diagram modelovaného motoru Škoda 100 [autor]



Obr. 4-26. Plnicí účinnost motoru

5 Experimentální měření a odladění modelu

Součástí diplomové práce je experimentální měření na válcové zkušebně. Po zjištění skutečných charakteristik motoru budou tyto charakteristiky porovnány se simulačními výsledky získanými z programu Ricardo Wave.

Experimentální měření je nedílnou součástí jak vývoje motorů, tak i při pozdějších diagnostikách z důvodu poruch. Základním principem je měření brzdného momentu. Tento moment buď známe, nebo jsme schopni jej změřit. Tento moment pak působí proti neznámému točivému momentu motoru.

Metody měření výkonu motoru

Přímé metody – měření výkonu:

- pomocí motorové brzdy,
- na válcových zkušebnách,
- snímáním točivého momentu na výstupu motoru,
- snímáním spalovacích tlakových indikací ve válcích.

Nepřímé metody:

- měřením úhlového zrychlení a zpomalení motoru,
- odpojování jednotlivých válců.

Měření výkonu a způsoby zatěžování

Dynamická metoda

Je časově nenáročná metoda, sloužící k vykreslení výkonových a momentových křivek v závislosti na otáčkách motoru. Při této metodě není motor tepelně ani mechanicky zatěžován tak, jako při statických metodách. Princip dynamického měření výkonu spočívá v tom, že zařízení brzdy klade odpor roztáčeji se součástí. Momenty setrvačnosti zkušebních zařízení jsou přesně stanovené výrobcem. Problémem však je, že není znám moment setrvačnosti motoru, nebo celé soustavy skládající se z motoru, převodového ústrojí a kola testovaného automobilu. Tuto hodnotu již není možné přesně změřit. Pro měření je však nutné tuto hodnotu znát a zadat do programu počítače s co nejmenší odchylkou. Hodnotu momentu setrvačnosti lze změřit v laboratořích dobřovou zkouškou nebo měřením ztrát v převodech.

Statická metoda

Tato metoda není závislá na momentu setrvačnosti, tak jako tomu bylo u zkoušky předešlé. Metoda je založena na měření síly působící na rameni při brzdění válce. Elektromotorem brzdy je vytvářen brzdňý moment. Motor je udržován na konstantní hodnotě otáček. V porovnání s předchozí metodou je tato metoda přesnější.

Hledané hodnoty momentu a výkonu se zjišťují v předem stanovených bodech. V případě, že máme výsledky jak z dynamického měření, tak z měření statického, je vhodné mezi sebou pro ověření správnosti zadaného momentu setrvačnosti porovnat získané charakteristiky.

Existují dva způsoby jak k měření přistupovat.

Měření při konstantních otáčkách motoru:

Otáčky motoru jsou udržovány na konstantní hodnotě za použití regulace nezávisle na zatěžovacím momentu, který je tvořen zkoušeným motorem. Takový způsob regulace se často využívá pro statické měření charakteristik výkonu.

Měření při konstantním momentu motoru:

Moment dynamometru je udržován na konstantní hodnotě, není závislý na otáčkách motoru.

Měření při konstantním momentu je využíváno při dynamické akcelerační zkoušce. Dále je možné využít tuto metodu pro simulaci jízdy vozidla.

Kombinovaná metoda:

Měření probíhá tak, že se měří způsobem dynamickým, ale s tím rozdílem, že je válec přibrzdován. Dochází k lepšímu prohrátí motoru a tím ke zpřesnění výsledků měření.

Válcová brzda

Hlavní výhodou válcové brdy je možnost měření výkonu motoru, bez nutnosti demontování motoru, což je velmi výhodné z časového a ekonomického hlediska. Nevýhodou tohoto měření je fakt, že výkon motoru je ovlivněn odporem převodového ústrojí, rotačními hmotami a dalšími zařízeními, která jsou k motoru připojena.

Moment motoru je přenášen přes převodová ústrojí na kola. Vlivem tření mezi válcem a koly automobilu se válec roztáčí. Pro tyto válce známe přesnou hodnotu momentu setrvačnosti. Na jeden z válců je napojeno zařízení, které klade kolům odpor. Tento odpor může být tvořen

vířivou, hydraulickou nebo elektrickou brzdou s možností regulace. Brzdný moment válce vyvolává stejně velký, opačný reakční moment na hnacích kolech.

5.1 Válcová zkušebna MAHA LPS 2000

Tato stanice umožňuje měření osobních automobilů a lehkých užitkových automobilů. Umožňuje měřit výkon jak pro zážehové, tak vznětové motory. Maximální výkon, který lze na tomto provedení s označením R 100/1 měřit je 260 kW při maximální rychlosti 260 km/h. Zátěžová simulace je realizována vířivou brzdou.

Příprava před měřením

Před měřením je nutné dodržet základní bezpečnostní opatření:

- na hnací nápravě musí být použity suché, předepsané pneumatiky o předepsaném tlaku,
- jestliže nejsou poklice přichyceny na šroubech kol, je nutné je před měřením odstranit,
- bude provedena kontrola vyvažovacích závaží,
- vozidlo bude ukotveno pomocí upínacích popruhů pro zajištění směrové stability,
- zajistí se odvod spalin mimo prostor zkušebny,
- připojí se snímač otáček,
- zajistí se přívod chladicího vzduchu například ventilátorem.

V průběhu zkoušky je nutné dodržet základní podmínky. Rozdíl mezi maximální a minimální teplotou nesmí být větší než 5°C. Rozdíl mezi minimálním a maximálním atmosférickým tlakem by měl být maximálně 0,002 Mpa. Během zkoušky u vozidel s předním náhonem kol nesmí být kola natočena a nesmí být použito brzdové soustavy. Účelem zkoušky je zjistit výkon motoru zkoušeného vozidla. Výkon se zjišťuje na kolech. Ztrátový výkon, výkon motoru a korigovaný výkon jsou hodnoty vypočítané. [13]

Metodika měření:

Vozidlo je jemně uváděno do chodu až do zařazení předposledního rychlostního stupně. Jakmile dostáhneme předposledního stupně, sešlápneme pedál akcelérátoru na maximum. Během řazení je nutné nepřekročit rychlost 50 km/h, aby nedošlo k předčasnému spuštění měření. Elektromagnetická brzda je tedy uvedena do činnosti při rychlosti 50 km/h. Jakmile dosáhneme maximálních otáček motoru, je nutné vyšlápnout pedál spojky a čekat do úplného zastavení zkušebních válců. Při vypnuté spojce dochází k měření ztrátového výkonu.

Po ukončení měření jsou na monitoru znázorněny 4 křivky v závislosti na otáčkách motoru.

- Oranžová křivka znázorňuje průběh točivého momentu motoru [Nm].
- Červená křivka znázorňuje průběh výkonu motoru (korigovaného výkonu) [kW].
- Modrá křivka znázorňuje výkon na kolech [kW].
- Zelená křivka znázorňuje ztrátový výkon [kW].

Po měření jsou data vytištěna. [13]



Obr. 4-1. Ukotvení vozidla při měření na válcové zkušebně. [autor]

Podmínky zkoušky

U zážehových motorů se zkouška pro určení maximálního výkonu provádí při plném otevření škrticí klapky a u vznětových motorů při pevném nastavení vstřikovacího čerpadla pro plné zatížení. Měří se při stabilizovaných pracovních podmínkách a při dostatečné dodávce vzduchu do motoru. Teplota vzduchu, který je do motoru nasáván, se měří ve vzdálenosti do 0,15 m před vstupem do vzduchového filtru. Při otevřeném sání (bez vzduchového filtru) ve vzdálenosti do 0,15 m před otvorem sání.

Měření nezapočne, dokud se točivý moment, otáčky a teploty neudrží po dobu nejméně jedné minuty v podstatě na konstantní hodnotě. Otáčky motoru se během zkušebního chodu nebo během měření nesmějí odchylovat od zvolených otáček o více než $\pm 1 \%$ nebo $\pm 10 \text{ min}^{-1}$, podle toho, která z těchto hodnot je větší.

Zjišťování potřebných veličin

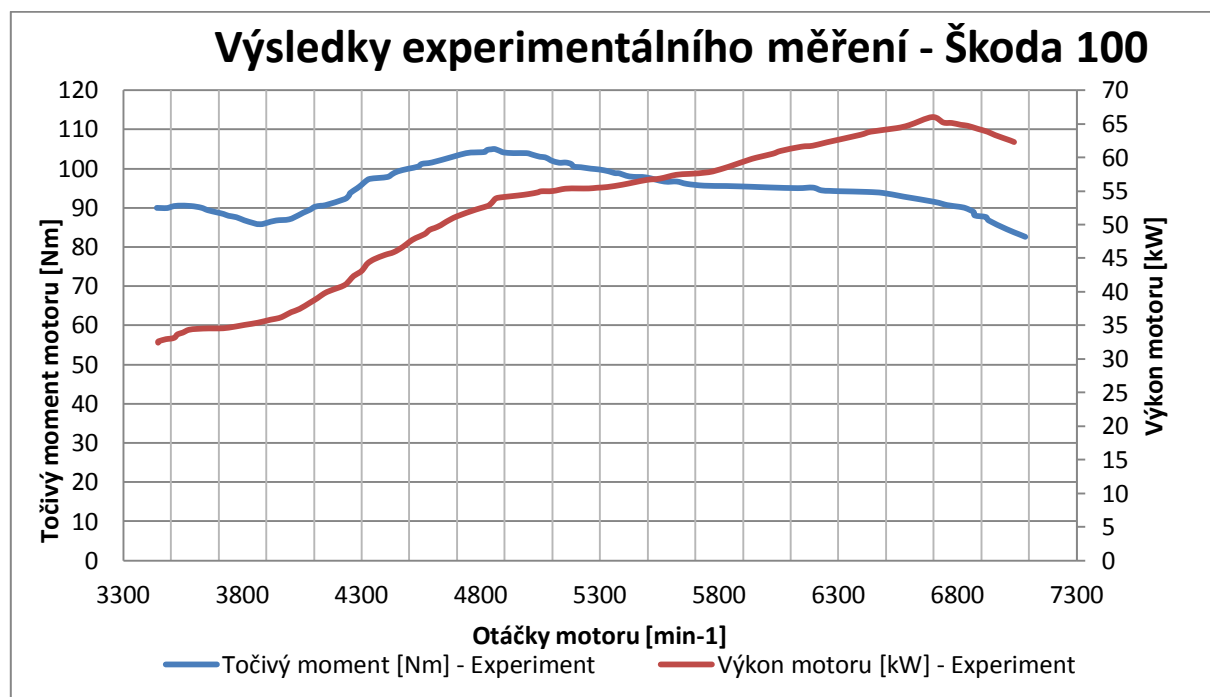
Před samotným měřením se musí zjistit nejprve převodový poměr. Ten se zjišťuje tak, že se v jednom okamžiku změří otáčky motoru a válce dynamometru. Jejich poměr je právě poměr převodový. Tento poměr nebylo nutné zadávat, jelikož se automaticky načte programem pro měření výkonu motoru. Ke snímání otáček motoru byly použity samosvěrné indukční kleště.



Obr. 4-2. Indukční kleště [autor]

5.2 Výsledky experimentálního měření

Jelikož se jedná o upravený motor Škody 100 pro závody, je zřejmé, že se pohybuje ve středních a vysokých otáčkách během závodu. Budou nás zajímat tedy střední a vysoké otáčky. Maximálního momentu 105 Nm je dosaženo při 4885 min^{-1} , maximum výkonu 66 kW motor dodává ve vysokých otáčkách 6760 min^{-1} .



Obr. 5-0. Výsledky měření na válcové zkušebně [autor]

Rekapitulace provozních parametrů motoru:

- pracovní otáčky motoru:
3000 min^{-1} až 7180 min^{-1} ,
- Maximální točivý moment motoru:
105 Nm při 4885 min^{-1} ,
- Maximální výkon motoru:
66 kW při 6760 min^{-1} .

5.3 Odladění modelu

Po provedení první simulace je výkon i moment motoru poměrně vzdálen skutečným výsledkům experimentálního měření. Tyto nepřesnosti jsou způsobeny nastavením hoření, které nejsme schopni přesně určit. Jsme schopni pouze vypočíst přibližnou hodnotu. Dalším faktorem, který výrazně ovlivňuje výsledky prvotní simulace je absence třecích ztrát.

Jelikož modelovaný motor vychází ze sériového motoru r. v. 1973 a je nastaven pro práci na hranici možností, dají se předpokládat vysoké ztráty související s třením.

Friction Correlation

ACF {FMEP} bar

BCF 0

CCF 0 Pa*min/m

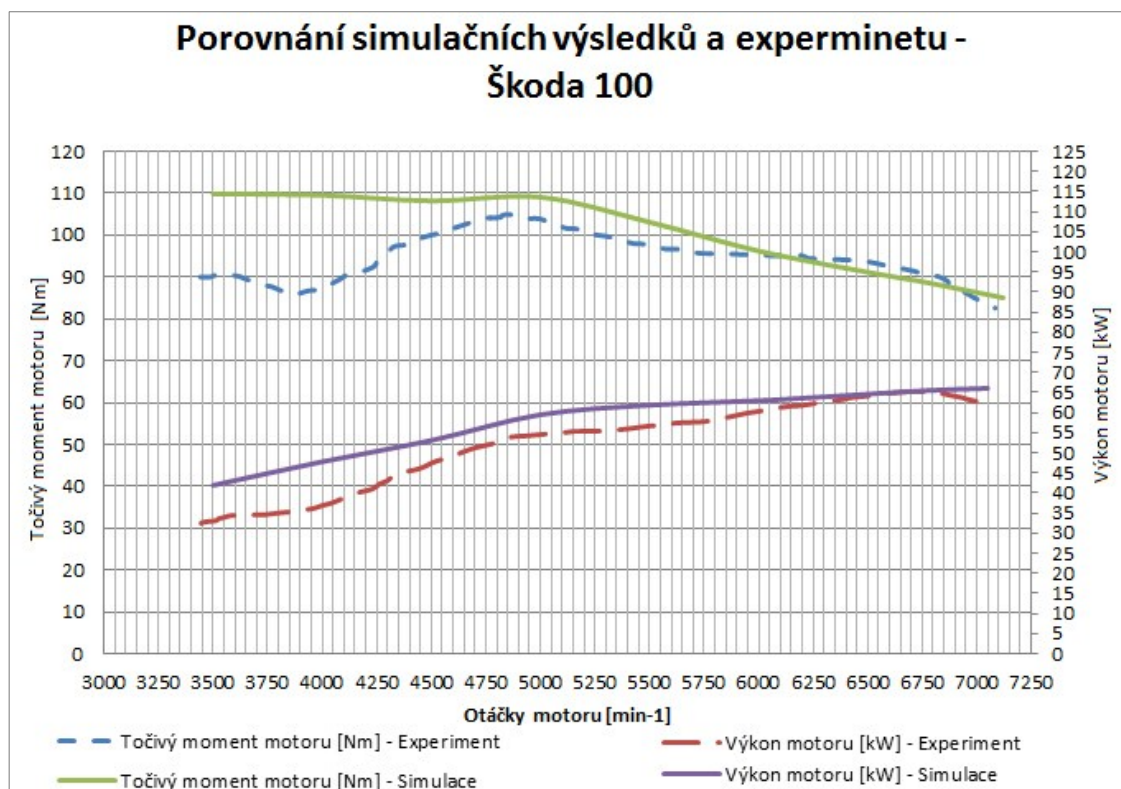
QCF 0 Pa*min^2/m^2

Firing Order and Relative TDC

	1	2	3	4
Cylinder	1	3	4	2
TDC	0	180	180	180

Obr. 5-1. Nastavení FMEP hodnoty [autor]

Jelikož byla získána data o hoření a třecích ztrátách z podobného motoru, bylo možné dále upřesnit model hoření dle Wiebeho a taktéž nastavit hodnotu ACF, která v podstatě reprezentuje ztráty třením. Místo součinitele ACF byla pro zpřesnění použita hodnota FMEP (Friction Mean Effective Pressure) získaná z podobného sériového motoru. Po zpřesnění modelu je tedy možné provádět další simulační běhy a srovnávat dosažené výsledky.



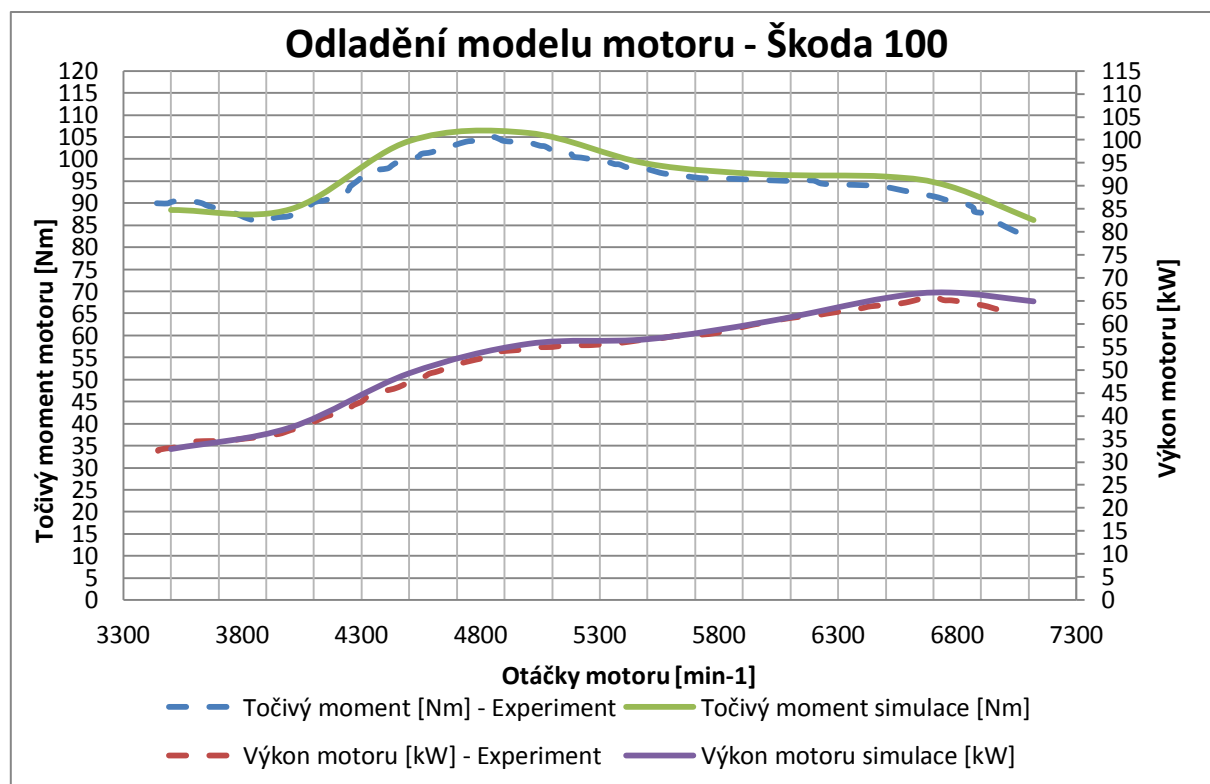
Obr. 5-2. Porovnání simulačních výsledků a experimentálního měření po zpřesnění.[autor]

Výsledky simulace a experimentálního měření jsou porovnávány v tabulkovém procesoru Microsoft Excel. Pro provedení simulace a vykreslení jednotlivých grafů nabízí přímo program Ricardo Wave export dat do Excelu. Jelikož data z experimentálního měření byla pouze ve formě vytištěného grafu, bylo nutné získané výsledky digitalizovat. K digitalizaci jsem použil program Plot-Digitizer. Správnost výstupu po digitalizaci byla ověřena proložením vzniklé křivky původním grafem při vzájemném srovnání měřítek. Pro zpřesnění výsledků byla provedena dodatečná simulace, začínala přibližně ve stejných otáčkách, jako experimentální měření. V nižších otáčkách je zřetelný velký rozdíl na průběhu momentu a výkonu. Z křivky výkonu je patrné, že se průběh liší ve spodních otáčkách přibližně o 10 kW. Model se značně zpřesňuje ve vyšších otáčkách, jak je patrné z průběhu výkonu a momentu. V maximálních otáčkách se výkon liší pouze o 0,3 kW, což je velmi příznivý výsledek. Porovnávané výkonové křivky dosahují maximální hodnoty výkonu při téměř shodných otáčkách.

Jelikož moment a výkon spolu souvisí, je zřejmé, že rozdíl točivého momentu v nízkých otáčkách bude také poměrně vysoký. Před dalšími úpravami je zřetelné, že moment získaný ze simulace dosahuje svého maxima již v nízkých otáčkách a zůstává konstantní až do vysokých otáček, což příliš nekoresponduje s výsledky experimentálního měření. Jelikož již známe skutečné průběhy točivého momentu a výkonu motoru, je možné na modelu

provádět další korekce změnou parametrů, které souvisí především s mechanickými ztrátami motoru.

Poslední část práce se bude zabývat návrhem úprav spalovacího motoru. Tento motor, jak již bylo zmíněno, pracuje blízko hranice svých možností, a proto se úpravy budou týkat spíše geometrie sacího a výfukového traktu v případě, kdy nebude zasahováno do konstrukce samotného motoru. Aby bylo možné sledovat dopady změn geometrie sání a výfuku na charakteristiky motoru, je žádoucí odladit průběhy porovnávaných charakteristik tak, aby se co nejvíce sobě blížily tvarově.



Obr. 5-3. Odladěný model motoru Škoda 100

Průběhy momentu a výkonu byly v modelu odladěny pomocí nastavení změny mechanických ztrát. Dle obrázku 5-3 je zřejmé, že se charakteristiky získané experimentem a simulací dostatečně shodují.

Nyní lze model považovat za odladěný a je možné přejít ke zkoumání vlivu změny geometrie sacího a výfukového traktu na průběh momentu a výkonu motoru.

Tab. 3-0. porovnání simulačních výsledků po odladění s experimentálním měřením

Simulační výsledky – maximální hodnoty		Experimentální měření – max. hodnoty	
Výkon motoru [kW]	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Výkon motoru [kW]	Otáčky motoru [min ⁻¹]
66,5	6750	66	6760
Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min ⁻¹]
106,2	4800	105	4885

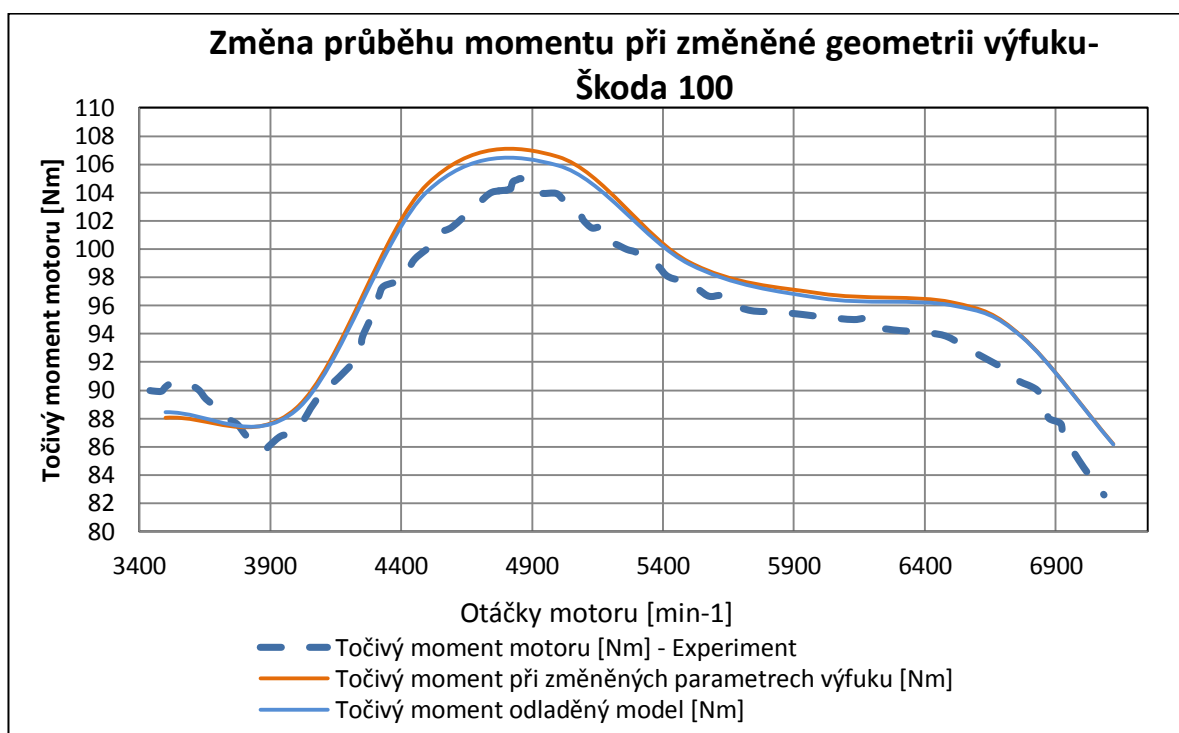
6 Návrh úprav spalovacího motoru:

Dle získaných parametrů motoru a s přihlédnutím k omezení úprav, které je možné na vozidle provádět (vozy účastníci se mezinárodních podniků historických vozidel - příloha K), je modelovaný motor nastaven na hranici svých možností vzhledem k pravidlům.

Bez simulačních programů, jako je Ricardo Wave, však nelze přesně posuzovat dopady změn geometrie sacího traktu a výfukového traktu na průběh momentu a výkonu motoru. Proto se první část následující kapitoly bude zabývat právě změnami těchto parametrů.

6.1 Změna geometrie výfuku

Po několika simulačních bězích bylo zjištěno, že při zvětšení tlumiče výfuku a vhodné volbě výplně, je možné příznivě ovlivnit průběh točivého momentu motoru. Během několika závodů také došlo k deformaci tlumiče, které ještě přispívají ke zmenšování jeho objemu, což je nežádoucí. Byly tedy nastaveny nové geometrické parametry výfuku, přičemž byla sledována změna průběhu momentu.



Obr. 5-4. Vliv změny geometrie tlumiče výfuku na průběh točivého momentu motoru.

Tab. 4-0. Změna točivého momentu motoru při změně geometrie výfuku

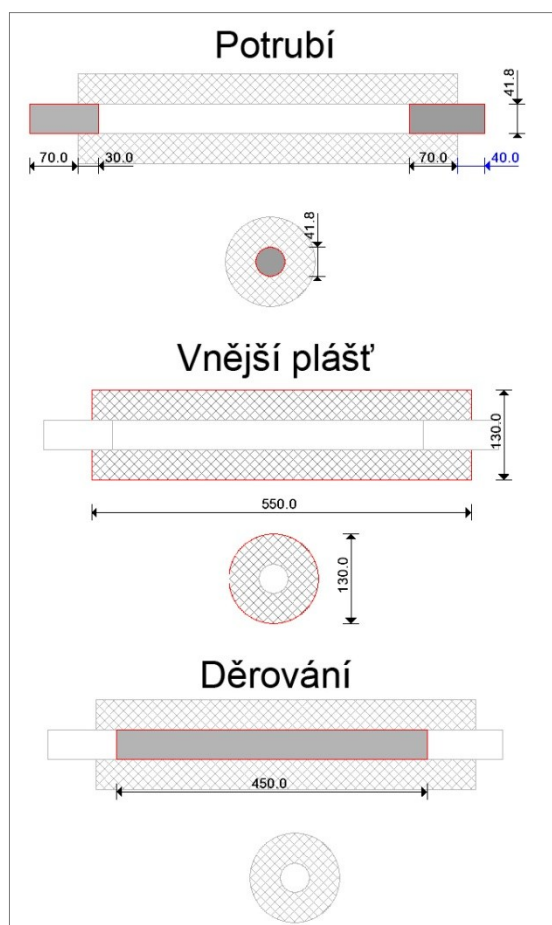
Simulační výsledky – odladěný model		Simulační výsledky – změna geom. výfuku	
Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min ⁻¹]	Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min ⁻¹]
106,2	4800	107,1	4800

Uvedené hodnoty v tabulce 4-0 platí pro maximální točivý moment. Dle grafu je zřejmé, že došlo ke zvýšení točivého momentu od nižších, přes střední otáčky až k maximálním.

Dalším přínosem by byla nová geometrie výfukových svodů, především tvarové ohyby jednotlivých částí potrubí, což však není možné v rámci 1-D simulace modelovat. Tyto změny jsou již nad rámec této práce a nebudou tedy řešeny.

Tab. 5-0. Geometrické parametry výfuku

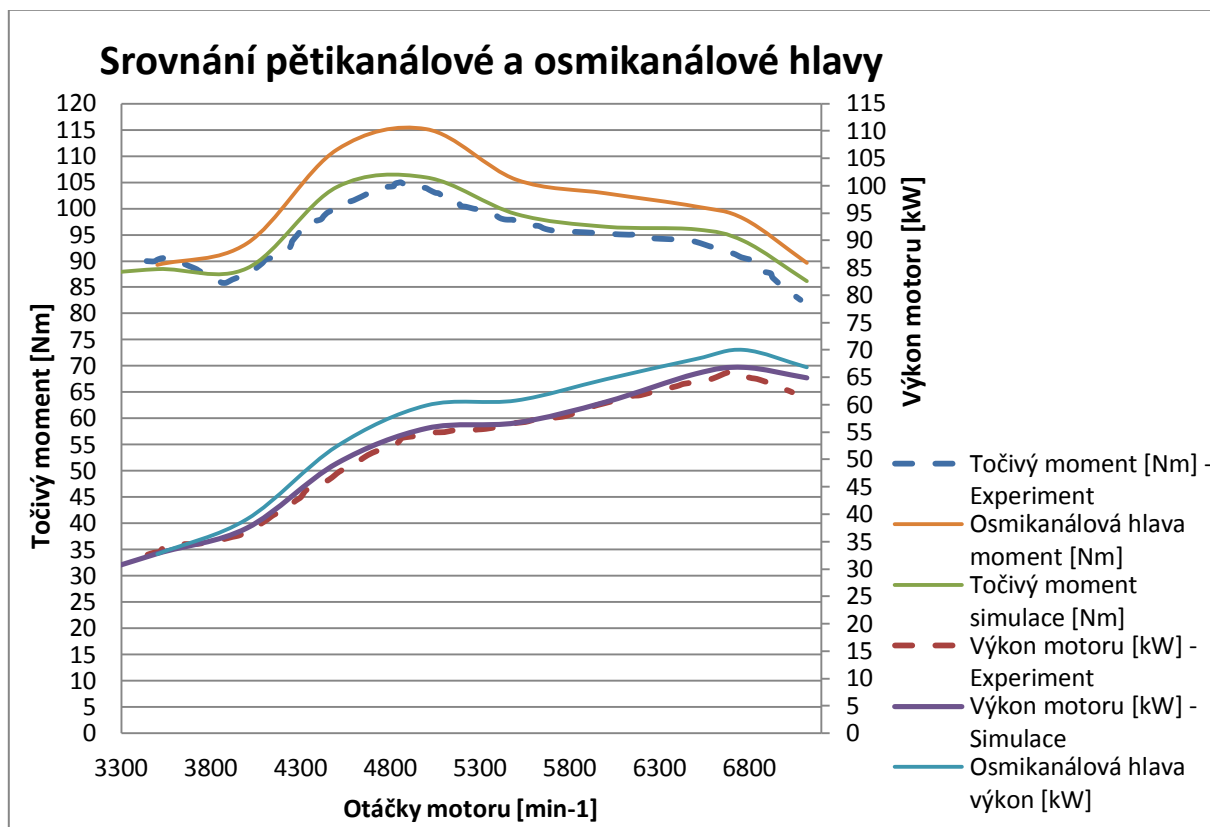
Potrubí	Originál	Upravený	Děrování	Originál	Upravený
Vstup			Průměr děr [mm]	2	3
vstupní délka potrubí vně výfuku [mm]	78	70			
vstupní délka potrubí uvnitř výfuku [mm]	30	30	Počet děr [mm]	250	350
Výstup			Síla stěny [mm]	2	2
výstupní délka potrubí vně výfuku [mm]	39	40			
výstupní délka potrubí uvnitř výfuku [mm]	70	70	Délka děrování [mm]	400	450
Vnitřní průměr výfuku [mm]	41,8	41,8			
Vnější plášť	Originál	Upravený			
Délka pláště [mm]	520	550			
Vnitřní průměr pláště [mm]	100	130			



Obr. 5-5. Ricardo Wave – Editor tlumiče [autor]

6.2 Osmi-kanálová hlava

Jednou z možností úpravy motoru, která by měla příznivý vliv na výkon a točivý moment motoru, je použití osmi-kanálové hlavy válců. Tato změna by s sebou přinášela nutnost použití dvou dvojitých karburátorů Weber DCOE 40 na místo stávajícího jednoho. Taktéž by bylo nutné použít nové výfukové svody. V rámci této úpravy byly na odladěném modelu motoru provedeny změny - byl vytvořen model s osmi-kanálovou hlavou.

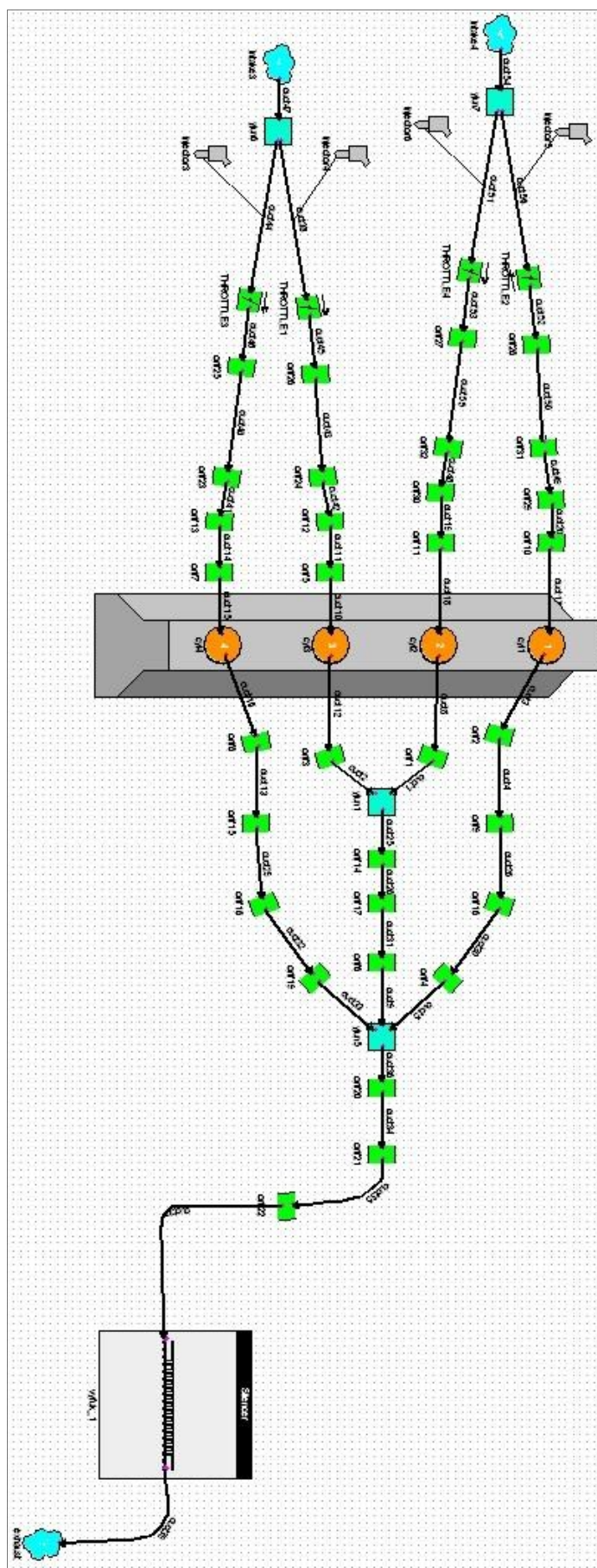


Obr. 5-6. Srovnání dvou typů hlav válců [autor]

Tab. 6-0. Srovnání osmi-kanálové a pěti-kanálové hlavy válců.

Osmi-kanálová hlava - simulace		Pěti-kanálová hlava - simulace	
Výkon motoru [kW]	Otáčky motoru [min^{-1}]	Výkon motoru [kW]	Otáčky motoru [min^{-1}]
70	6770	66,5	6750
Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min^{-1}]	Točivý moment [Nm]	Otáčky motoru [min^{-1}]
115	5000	106,2	4800

Jak je patrné z výsledků simulace, výkon motoru i moment motoru významně vzrostl v celém spektru otáček. Osmi-kanálová hlava za použití dvou dvojitých Weberů DCOE 40 přispívá ke zlepšení plnicí účinnosti motoru. Upravený model pro osmi-kanálovou hlavu je na další straně.



Obr. 5-7. Model s osmi-kanálovou hlavou [autor]

7 Zhodnocení a doporučení

V diplomové práci byl vytvořen simulační model, který byl porovnáván s výsledky experimentálního měření na válcové zkušebně. Takto vytvořený model je možno dále optimalizovat v rámci možností programu. Jednou stránkou je modelování nového motoru při jeho vývoji a stránkou druhou je modelování motoru již existujícího, což byl případ této práce.

Chceme – li dosáhnout co nejlepších výsledků, je nutné zohlednit stáří motoru a vhodně model upravit tak, aby odpovídal nejvěrněji reálnému průběhu získanému například experimentálním měřením.

Tato práce slouží jako demonstrace využití simulačních softwarů při vývoji a optimalizaci spalovacích motorů a k ověření přesnosti simulačních softwarů.

Po seznámení se s provedenými úpravami motoru a uskutečnění simulací, byly navrženy nové geometrické parametry výfuku. Další velmi přínosnou úpravou by byl přechod na osmi-kanálovou hlavu válců, která si žádá použití dvou dvojitých karburátorů a jiných výfukových svodů. S dalším zvyšováním výkonu by bylo velmi vhodné vyměnit sériový klikový hřídel, sériové písty a ojnice za lehčí díly s vyšší pevností. Tak, jak je motor nastaven nyní, se pohybuje na hranici svých možností.

Další zvyšování výkonu bez provedení nutných úprav na stávajícím motoru nedoporučuji. Je také zřejmé, že tyto změny by s sebou přinášely nemalé finanční náklady.

8 Závěr

V diplomové práci byla podrobně probrána problematika modelování motorů za použití simulačního softwaru. V dnešní době je na prvním místě při vývoji motorů právě simulace. Dle výsledků je patrné, že simulační softwary jsou poměrně přesné. Je však zřejmé, že nelze zohlednit všechny skutečnosti ovlivňující charakteristiky motorů, zvláště těch, které byly vyrobeny za použití jiných technologií než je tomu dnes. Z toho důvodu bylo nutné model odladit. Prvotní odladění souviselo s upřesněním parametrů hoření podle Wiebeho a nastavení konstantních hodnot třecích ztrát v celém spektru otáček. Tyto údaje byly získány z podobného motoru. Po prvotním odladění, kdy se křivky výkonu a momentu značně přiblížily skutečnosti hlavně v maximálních hodnotách, byly dále prováděny experimenty, při kterých byly ztráty upravovány za pomoci Chen – Flynnovy korelace, která je součástí programu. Tím došlo k druhotnému odladění modelu a zpřesnění výkonových a momentových křivek z tvarového hlediska.

Z uvedeného vyplývá, že je poměrně důležité při modelování starších motorů, odladit model dle skutečných průběhů výkonu a momentu.

V poslední části práce byly navrženy konstrukční změny na motoru. Jelikož motor je při své současné konfiguraci na hranici svých možností, byly pro tento motor navrženy pouze nové geometrické parametry výfuku. Další úprava týkající se přechodu na osmi-kanálovou hlavu, s sebou nese větší zásahy a investice do celého motoru. Dle simulačních výsledků by však byla z hlediska zvýšení výkonu a točivého momentu v celém spektru otáček velmi příznivá.

Lze tedy konstatovat, že použití simulačních softwarů při vývoji spalovacích motorů je dnes již neodmyslitelnou součástí. Při simulování starších motorů je však vhodné provést experimentální měření na válcové zkušebně, nebo motorové brzdě a model motoru dle získaných parametrů upravit tak, jako tomu bylo v případě této diplomové práce.

Seznam použité literatury:

- [1] - MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012, 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.
- [2] - RAUSCHER, Jaroslav. Spalovací motory [online]. 2005. Brno : [s.n.], 2005 [cit. 2013-03-17]. Dostupné z WWW:<<http://www.iae.fme.vutbr.cz/opory/Spalovací.motory.2005.pdf>>.
- [3] - Dragon.web.2001.cz. Čtyřdobý zážehový motor [online]. 2001 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <<http://dragon.web.2001.cz>>.
- [4] - VOKÁČ, Luděk. Auto.idnes.cz: Unikátní motor [online]. 2009, 13.března 2009 [cit. 2013-05-17]. <Dostupné z: http://auto.idnes.cz/unikatni-motor-1-5-litru-vykon-sestivalce-spotreba-6-litru-pmj-/automoto.aspx?c=A090228_182905_automoto_vok>.
- [5] - SVÍDA, David. Analýza vnitřní termodynamiky spalovacího motoru. In Výzkumné centrum spalovacích motorů a automobilů Josefa Božka II [online]. Brno : Vysoké učení technické, 2010 [cit. 2011-05-20]. Dostupné z WWW: <http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2006/2006_002_01.pdf>.
- [6] - CORDON, Dan, Charles DEAN, Judith STECIAK a Steven BEYERLEIN. <i>One-Dimensional engine modeling and validation: Using Ricardo Wave</i>. University of Idaho, 2007.Dostupné z: <http://www.webpages.uidaho.edu/niatt/research/Final_Reports/KLK434b%20N07-09.pdf>
- [7] - ŠAVARA. Rally Vsetín 2008: foto [online]. Vsetín, 2008, 25.10.2008 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <<http://barumrally.blog.cz/0811/rally-vsetin-2008-foto>>.
- [8] - ŠKODA. Dílenská příručka Škoda 100 [online]. 1974 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z: <<http://knihovna.vergle.cz/s100100L110L110LS-dp/original/025.jpg>>.
- [9] - PÍŠTĚK, Václav a Josef ŠTĚTINA. Výpočetní metody ve stavbě spalovacích motorů: Určeno pro posl. fak. strojní. Vyd. 1. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0368-3.

[10] - AUTOKLUB ČESKÉ REPUBLIKY. K. Historické automobily [online]. 2013, 14.1.2013 [cit. 2013-05-17]. Dostupné z:< <http://www.autoklub.cz/>>.

[11] - Ing. MACKERLE, Julius. Motory závodních automobilů. Praha : SNTL, 1980. 194 s.

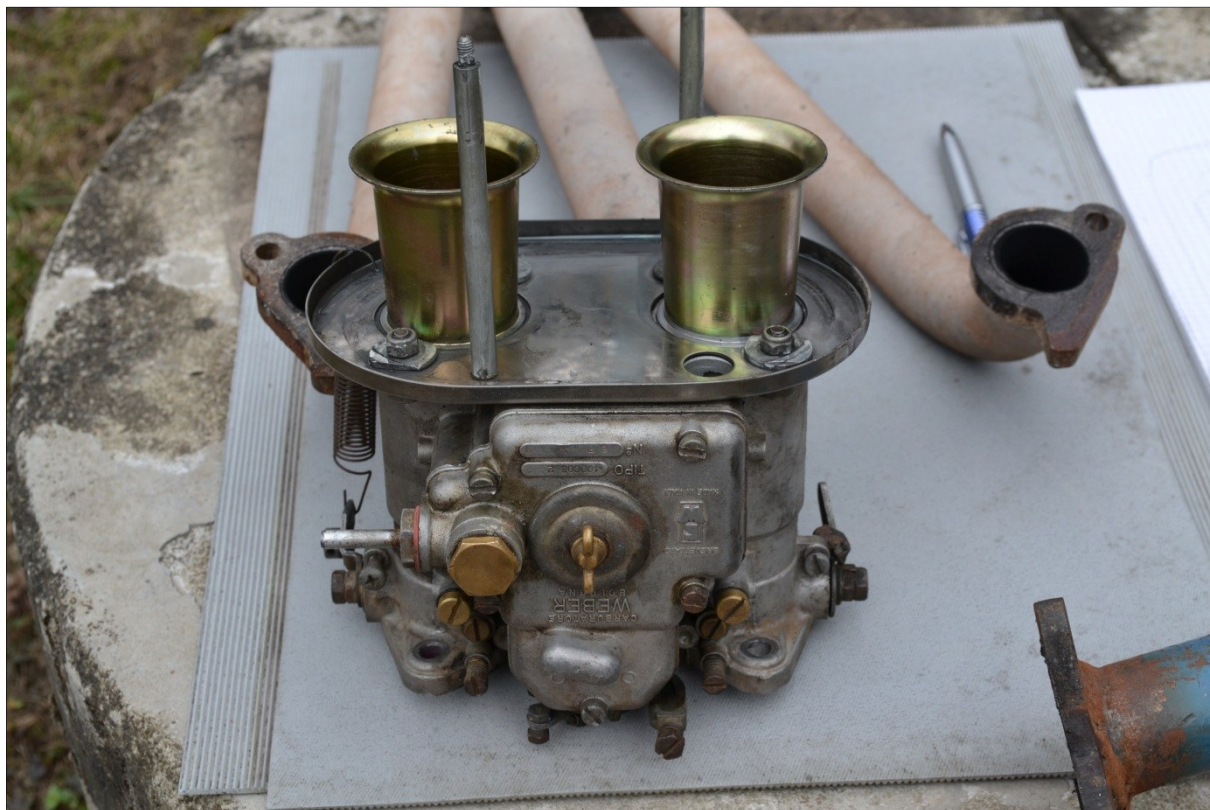
[12] - Wave Build 8.0.1: Help. 2013.

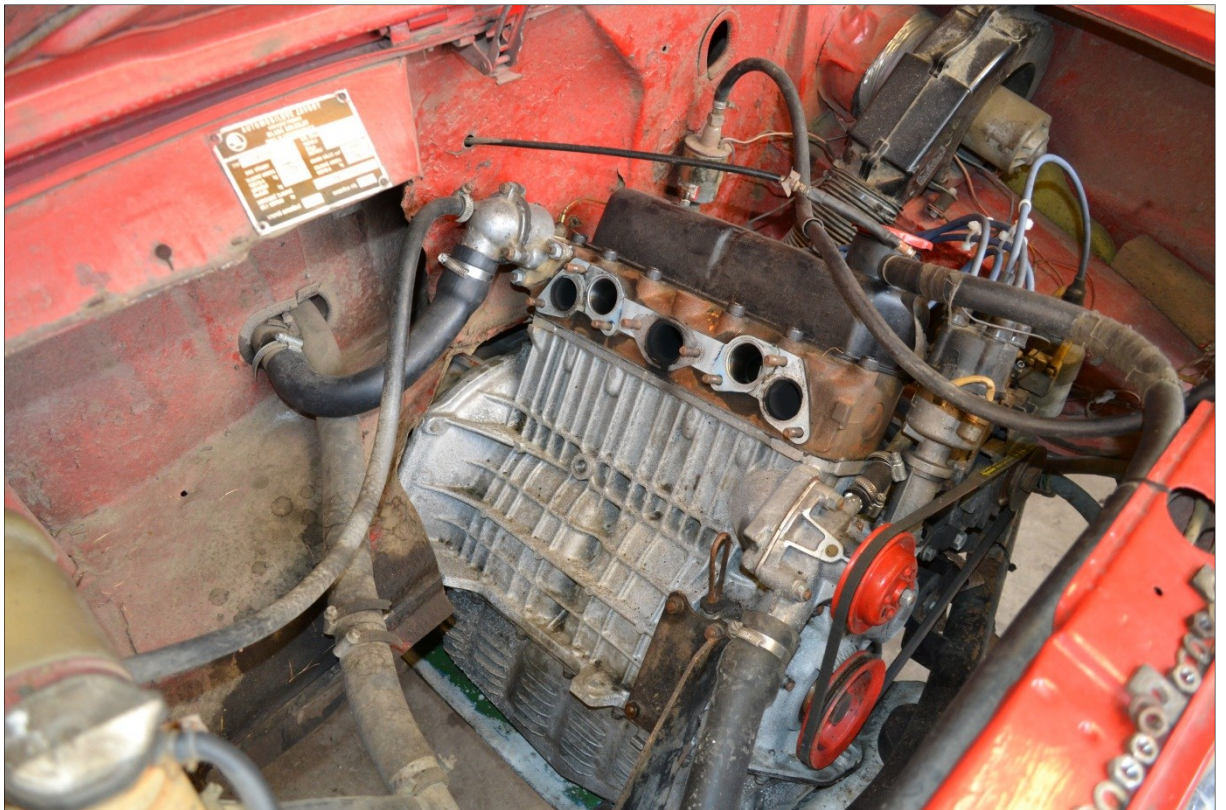
[13] - KŘIVDA, Vladislav, Ivana OLÍVKOVÁ, Jaromír ŠIROKÝ a Michal RICHTÁŘ. *Analýza dynamiky jízdy vozidel* [online]. Ostrava [cit. 2013-05-18]. Dostupné z: <<http://opvk.cdvinfo.cz/file/vyukove-materialy-analyza-dynamiky-jizdy-vozidel/>>. Výukový materiál. VŠB-TUO.

Seznam příloh na CD

- [1] Text diplomové práce ... Šperlich_Pavel_text_DP.pdf
- [2] Soubor s výsledky simulace ... Škoda100.rar
- [3] Fotografie z měření geometrických parametrů sání a výfuku ... Fotky1.rar
- [4] Fotografie z experimentálního měření na válcové zkušebně ... Fotky2.rar
- [5] Fotografie z odlévání sacích a výfukových kanálů ... Fotky3.rar

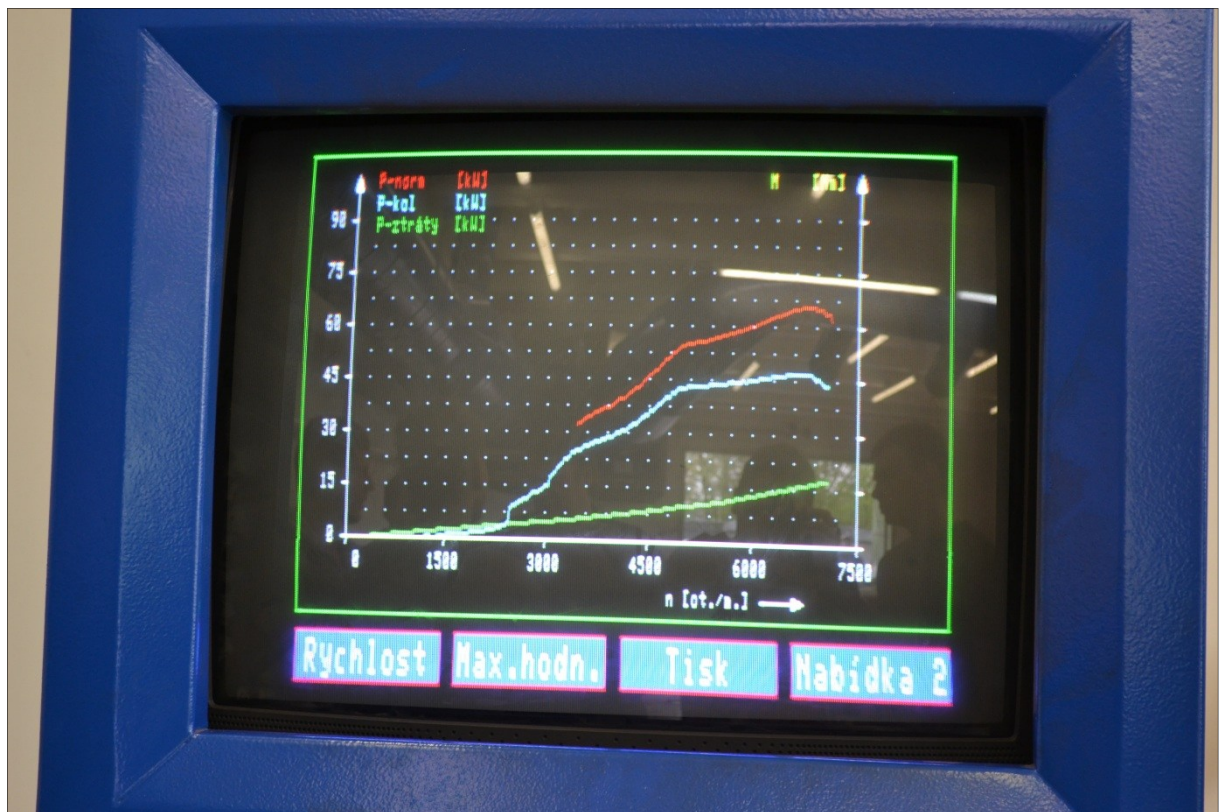
A příloha – Fotografie z měření geometrických parametrů sání a výfuku.



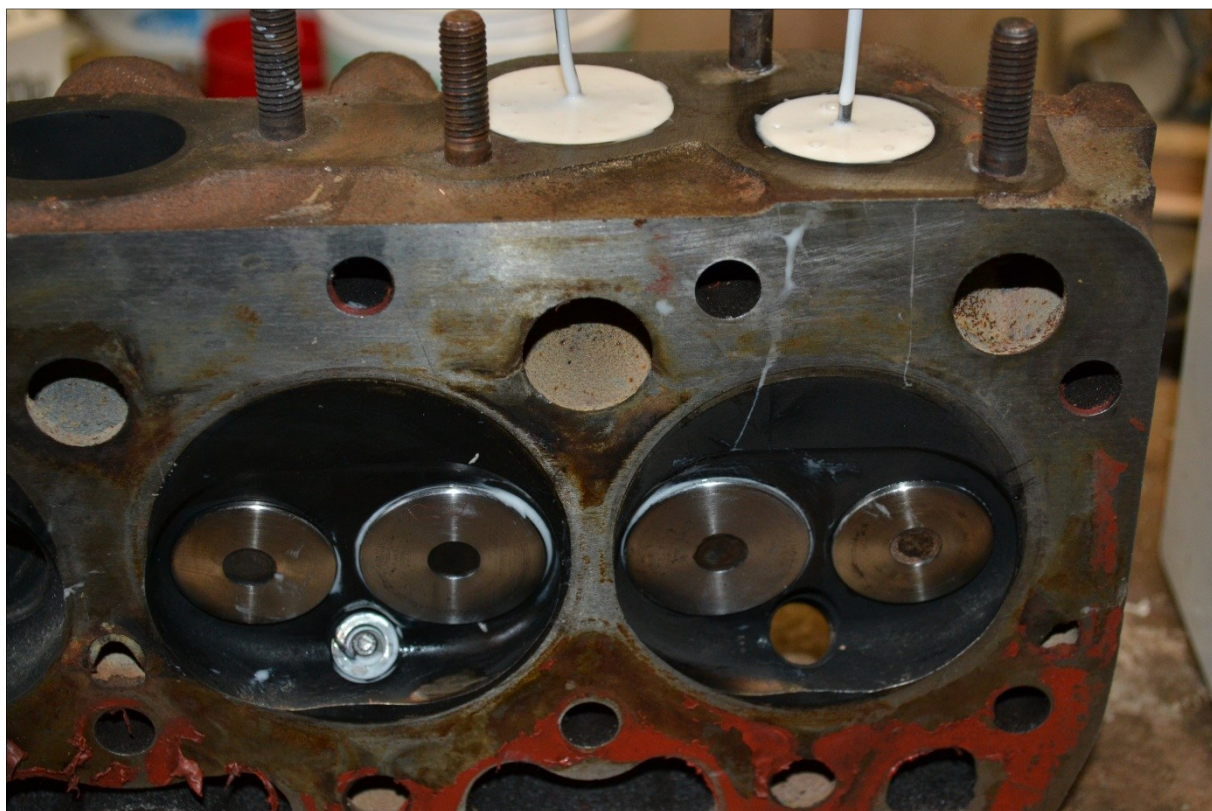


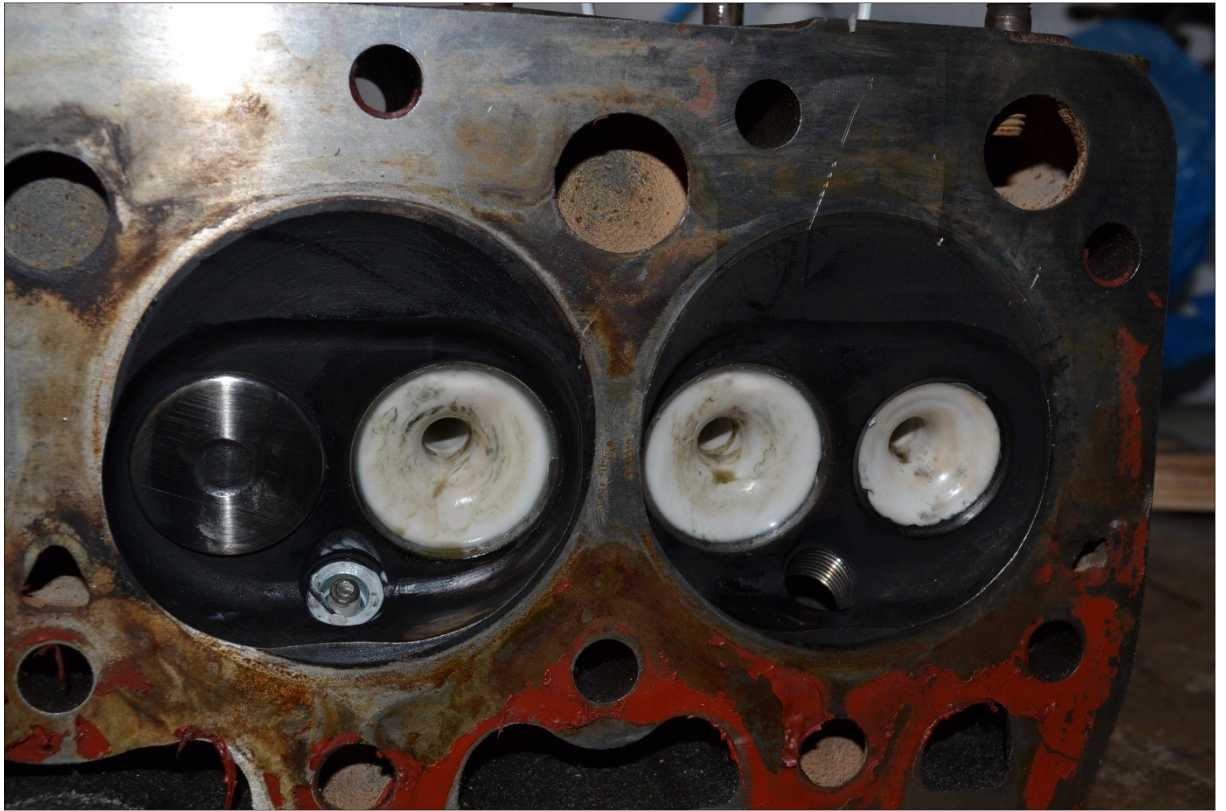
B příloha – Fotografie z experimentálního měření na válcové zkušebně.





C příloha - Fotografie z odlévání sacích a výfukových kanálů.





D příloha – Metodika odlévání sacích a výfukových kanálů

K odlévání sacích a výfukových kanálů byla použita univerzální dvousložková odlévací silikonová pryskyřice Essil 125.

Vlastnosti pryskyřice:

- odolnost proti polyuretanům
- snadné odformování dílů
- vytvrzení za pokojové teploty
- samoseparující
- velká průtažnost
- malé smrštění po zatuhnutí

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI			
	PRYSKYŘICE ESSIL 125	KATALYZÁTOR ESSIL 125	SMĚS
Mísicí poměr (hmotnostní díly)	100	5	
Barva	Bílá	Čirá tekutina	Bílá
Viskozita (Brookfield) při 25°C	35 000 mPa.s	17 mPa.s	30 000 mPa.s
Hustota při 25°C (kg/litr)			1,2
Doba zpracovatelnosti při 25°C (200g)			1hodina 30minut

POZOR!

Pro práci s pryskyřicí je nutné zajistit dobrou ventilaci a používat ochranné rukavice a brýle.

Nezahřívejte vytvořenou směs, neurychlíte vytvrzení směsi. Naopak může dojít ke zpomalení vytvrzování.

MECHANICKÉ VLASTNOSTI PO VYTVRZENÍ		
Konečná tvrdost (ISO 868)	Shore A	23
Prodloužení do přetržení (ISO 37)	%	450
Pevnost v tahu (ISO 37)	MPa	4,2
Odolnost proti přetržení (ASTMD 624 b)	KN/m	26
Doba pro odformování při 25°C	hodin	12
Lineární smrštění	%	< 0,7

Pracovní postup

Před použitím velmi důkladně promíchejte samostatnou pryskyřici. Poté obě složky (pryskyřice + katalyzátor) smíchejte dle směšovacího poměru 100/5 a při teplotě vyšší než 18°C. Doporučuji odměřovat poměr mezi jednotlivými složkami za použití laboratorní digitální váhy.



Příprava před odléváním:

- 1) Důkladně očistěte plochy, které budou odlévány.
- 2) Naneste na celý povrch kanálů jemný film tekutého mýdla, který usnadní vytažení hotových výlitků.
- 3) vytvořte vyprošťovací drátový přípravek dle průměru kanálu



- 4) Vytvořte kolem hlavy rám, na který zavěste vytvořené drátové přípravky. Snažte se o to, aby se dráty nedotýkaly stěn kanálů.



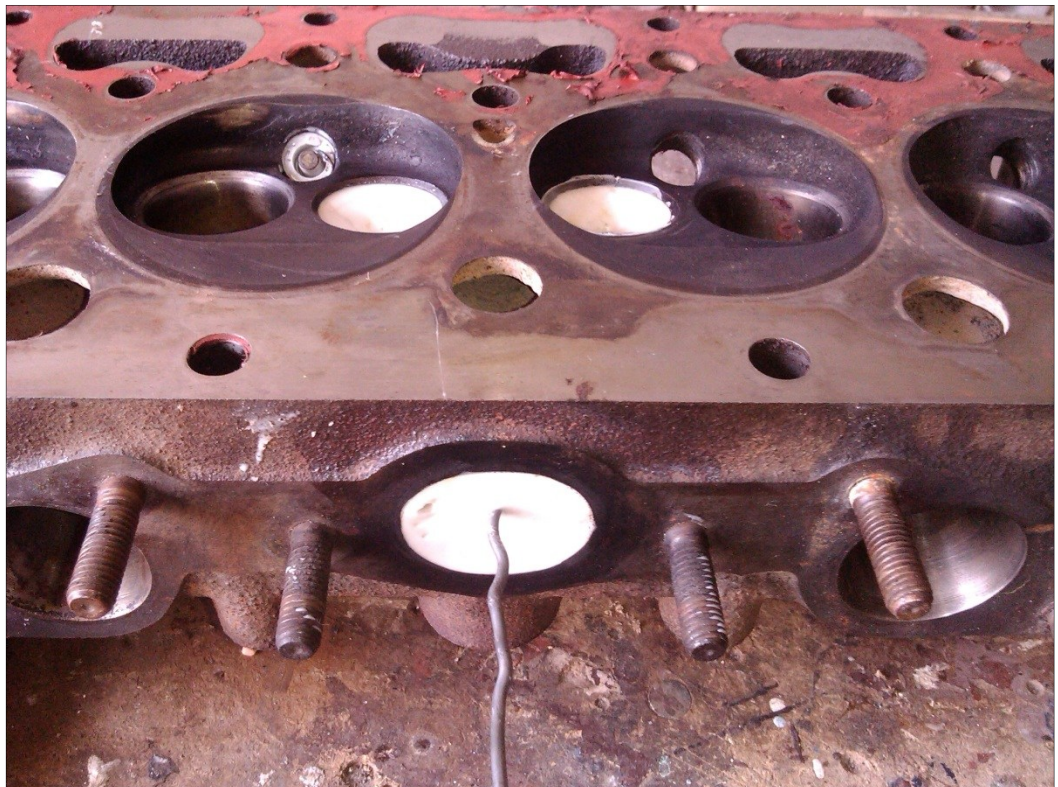
- 5) Do vodítek ventilů vložte ventily a ucpěte vylévané kanály. Ventily vhodně zajistěte, aby nedocházelo k jejich otevírání vlivem tlaku nalévané pryskyřice, například použitím stahovacích gumiček.



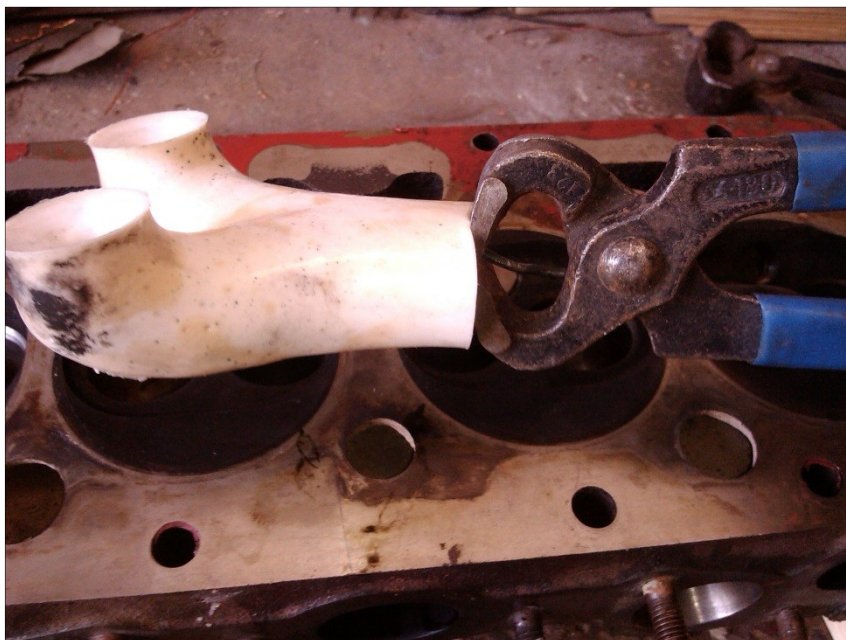
- 6) Prskyřici nalívejte do kanálů velmi pečlivě a pomalu. Zamezíte tak vzniku bublin, které se mohou uchytit na stěnách kanálů.
- 7) Po vyplnění kanálů nechte prskyřici zatuhnout minimálně 12 hodin.
- 8) Nezapomeňte před vtahováním odlitků odstranit ventily!



- 9) Prskyřice je po zatuhnutí dostatečně pevná a pružná, proto při vytahování doporučuji odlitek vytáhnout jediným plynulým tahem, aby nedošlo k potrhání odlitku o ostré hrany kanálů a vodítek ventilů



10) Od vytaženého modelu kanálu pak odstraňte vytahovací drát



11) Při odlévání spalovacího prostoru není nutné používat žádné vyprošťovací přípravky.

Stačí vytvořit tlak na dríky ventilů a model se od spalovacího prostoru oddělí.

12) Při dodržení správného postupu by měly výsledné modely vypadat následovně:

